

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

CARRERA:

INGENIERÍA MECÁNICA

Proyecto técnico previo a la obtención del título de:

INGENIEROS MECÁNICOS

TEMA:

**DISEÑO Y SIMULACIÓN MEDIANTE CFD DE ANSYS DEL
PROCESO DE CALENTAMIENTO DE AGUA HOSPITALARIA CON UN
INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA UNA CAPACIDAD MÁXIMA DE
10 m³/h**

AUTORES:

CHRISTOPHER LEONARDO ACOSTA ORDÓÑEZ

EDISON DAVID AJALA GUAMÁN

TUTOR:

LUIS FERNANDO TOAPANTA RAMOS

Quito, marzo del 2021

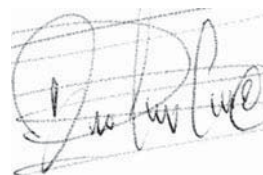
CESIÓN DE DERECHOS DE AUTORES

Nosotros, Christopher Leonardo Acosta Ordóñez y Edison David Ajala Guamán, con documentos de identificación N° 1717490476 y N° 1723207484 , manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud que somos autores del trabajo de titulación intitulado: DISEÑO Y SIMULACIÓN MEDIANTE CFD DE ANSYS DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO DE AGUA HOSPITALARIA CON UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA UNA CAPACIDAD MÁXIMA DE 10 m³ /h, mismo que se ha desarrollado para optar por el título de Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Christopher Leonardo Acosta Ordóñez
C.I.: 1717490476



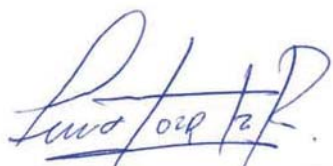
Edison David Ajala Guamán
C.I.: 1723207484

Quito, marzo del 2021

DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación, DISEÑO Y SIMULACIÓN MEDIANTE CFD DE ANSYS DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO DE AGUA HOSPITALARIA CON UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA UNA CAPACIDAD MÁXIMA DE $10 \text{ m}^3/\text{h}$, realizado por Christopher Leonardo Acosta Ordóñez y Edison David Ajala Guamán, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo final de titulación.

Quito, marzo del 2021.



Luis Fernando Toapanta Ramos

C.I.: 1721113759

DEDICATORIA

Todo el esfuerzo invertido durante toda mi carrera quiero dedicárselo, primero, a mis padres Jorge Acosta y Susana Ordoñez, ya que sin ellos esto no hubiese sido posible; a mis hermanos por ser un gran apoyo y ejemplo de seres humanos.

A todos quienes conforman mi familia, que han permitido que llegue a cumplir mis metas; además a mis amigos que han sido partícipes de las experiencias que he vivido durante mi formación académica.

Christopher Acosta

Este proyecto se lo dedico, principalmente, a mis padres Luis Ajala y Jhanelly Guamán, por brindarme su apoyo incondicional durante mi formación académica como Ingeniero Mecánico, por estar conmigo y ayudarme a cumplir las metas que me he trazado en la vida.

A mis hermanos Jhoana y Santiago quienes han estado para alentarme a seguir adelante y siempre brindarme su apoyo y, sobre todo, a mi hermana Erika quien me ha brindado un apoyo moral y económico que junto con mis padres me han permitido obtener un título profesional.

A toda mi familia y, especialmente, a mi abuelita Micaela por ser un ejemplo de vida y superación.

Edison Ajala

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mi familia y a mi pareja por brindarme apoyo incondicional durante mis años de formación académica, por apoyarme siempre en cada paso que decido dar, tanto en mi vida personal como en mi vida profesional y académica. Agradezco también a mis mentores que han sido pieza clave en el camino de mi aprendizaje y por ser una guía durante este proceso de grado.

Agradezco a mi tutor, Ingeniero Fernando Toapanta, MsC. quien ha permitido que culmine este proyecto de grado de una forma satisfactoria y con la mejor calidad posible.

Christopher Acosta

Agradezco a mi familia por su apoyo a lo largo de mi vida, por brindarme un hogar donde siempre ha prevalecido el amor y la unión, por fomentarme valores y, sobre todo, por convertirme en una persona de bien; a la Universidad Politécnica Salesiana porque aparte de formarme académicamente me ha inculcado a ser un honrado ciudadano; a mis profesores, especialmente, a mi tutor Luis Fernando Toapanta Ramos que ha sido un docente ejemplar y ha sabido proporcionarme sus conocimientos.

Edison Ajala

ÍNDICE DE CONTENIDO

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTORES	i
DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO	iv
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	v
ÍNDICE DE FIGURAS	x
ÍNDICE DE TABLAS	xii
RESUMEN.....	xiii
ABSTRACT.....	xiv
INTRODUCCIÓN	xv
CAPÍTULO I.....	1
ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR PARA EL PROCESO DE CALENTAMIENTO DE AGUA HOSPITALARIA.....	1
1.1 Reseña histórica	1
1.2 Aspectos teóricos de la investigación	5
1.2.1 Transferencia de calor	5
1.2.1.1 Transferencia de calor por conducción	6
1.2.1.2 Transferencia de calor por radiación	7
1.2.1.3 Transferencia de calor por convección	7
a. Convección forzada	7
b. Convección natural	7
1.2.2 Coeficiente de transferencia de calor por convección.....	8
1.2.3 Intercambiador de calor.....	8
1.2.4 Tipos de intercambiadores de calor.....	9
1.2.4.1 Tipos de intercambiadores de calor según el tipo de operación.....	9

a. Contraflujo	9
1.2.4.2 Tipos de intercambiadores de calor según su forma de construcción .	10
1.2.5 Intercambiador de calor de tubos y coraza.....	10
1.2.6 Resistencias térmicas en los intercambiadores de calor.....	11
1.2.7 Vapor de agua	12
1.2.7.1 Vapor de agua saturada	12
1.2.8 Dinámica de fluidos computacional (CFD)	13
1.2.8.1 ANSYS Fluent	13
1.2.9 Sistemas de calentamiento de agua hospitalaria	14
1.2.9.1 Sistemas de calentador indirecto	14
1.2.10 Sistemas de distribución.....	15
1.2.10.1 Sistema de distribución ascendente.....	15
1.2.11 Normativas disponibles para el diseño de los intercambiadores de calor	16
1.2.11.1 Normativa HEDH.....	17
1.2.11.2 Normativa ASME sección VII	17
1.2.12 Selección de clase de intercambiador tubular	17
1.3 Conclusiones del capítulo	18
CAPÍTULO II	19
PARÁMETROS QUE INTERVIENEN EN EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	19
2.1 Intercambio de calor por conducción	19
2.2 Resistencia térmica por conducción.....	19
2.3 Intercambio de calor por convección	20
2.4 Coeficiente de transferencia de calor por convección.....	20
2.5 Número de Reynolds.....	21
2.6 Número de Prandtl	21
2.7 Número de Nusselt.....	22

2.8 Resistencia térmica por convección	22
2.9 Resistencias de ensuciamiento	23
2.10 Red de resistencia térmica total.....	23
2.11 Radio crítico	24
2.12 Coeficiente global de transferencia de calor	25
2.13 Análisis por diferencia de temperatura media logarítmica	25
2.13.1 Factor de corrección LMTD.....	27
2.14 Ecuación de balance energético	28
2.15 Transferencia de calor	29
2.16 Eficiencia del intercambiador de calor.....	31
2.17 Análisis de diseño	31
2.17.1 Diseño de coraza	31
2.17.2 Diseño de tubos	32
2.18 Propiedades del fluido.....	34
2.19 Conclusiones del capítulo	34
CAPÍTULO III.....	35
ANÁLISIS DEL CALENTAMIENTO DE AGUA HOSPITALARIA MEDIANTE UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS Y CORAZA	35
3.1 Sistema de calentamiento de agua hospitalaria.....	35
3.2 Propiedades físicas del intercambiador de calor	36
3.3 Propiedades térmicas del fluido base	37
3.4 Propiedades térmicas del vapor de agua	38
3.5 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección interno del agua	39
3.5.1 Número de Reynolds.....	39
3.5.2 Número de Prandlt	40

3.5.3 Número de Nusselt.....	40
3.5.4 Coeficiente de transferencia de calor convectivo interno del agua.....	41
3.6 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del vapor ...	41
3.6.1 Número de Reynolds.....	42
3.6.2 Número de Nusselt.....	43
3.6.3 Coeficiente de transferencia de calor convectivo del vapor.....	43
3.7 Análisis térmico de energía calorífica.....	44
3.8 Balance de energía	44
3.8.1 Tasa de transferencia de calor del vapor en estado gaseoso	45
3.8.2 Tasa de transferencia de calor del vapor por calor latente	46
3.8.3 Tasa de transferencia de calor en el lado caliente	46
3.9 Coeficiente global de transferencia de calor	47
3.10 Tiempo de calentamiento	49
3.11 Cálculo de la eficiencia del intercambiador	50
3.12 Sistema de distribución del agua caliente	51
3.12.1 Cálculo de la razón de pérdida de calor en el sistema de distribución....	53
3.13 Cálculo del radio crítico del aislante.....	55
3.14 Conclusiones del capítulo	55
CAPÍTULO IV.....	57
SIMULACIÓN Y PRESENTACIÓN DE LOS RESULTADOS DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO DE AGUA HOSPITALARIA	57
4.1 Diseño del sistema de calentamiento de agua hospitalaria	57
4.1.1 Geometría del intercambiador de calor	59
4.2 Modelos que participan en la simulación.....	59
4.3 Aplicación de modelos.....	60
4.3.1 Ecuación de la continuidad	60

4.3.2 Ecuación de conservación de momento	60
4.3.3 Ecuación de conservación de la energía.....	61
4.3.4 Modelos de turbulencia	61
4.3.5 Método de discretización por volúmenes finitos	62
4.3.6 Ecuación del área de concentración interfacial	63
4.4 Simulación ANSYS Fluent	63
4.4.1 Parámetros de mallado	63
4.4.2 Simulación del intercambiador de calor.....	65
4.4.3 Simulación de la tubería de distribución de agua caliente hospitalaria	69
4.5 Conclusiones del capítulo	75
CONCLUSIONES	76
RECOMENDACIONES	78
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	79
ANEXOS	

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Resistencias térmicas ligadas a un intercambiador de calor de doble tubo	11
Figura 2. Sistema de calentador indirecto	15
Figura 3. Sistema de distribución ascendente	16
Figura 4. Incrustación por la precipitación de partículas sobre un tubo del intercambiador de calor.....	23
Figura 5. Variación de la razón de transferencia de calor con el radio de aislamiento	24
Figura 6. Perfiles de temperatura para intercambiadores de calor de un solo paso ..	26
Figura 7. Diagrama de temperatura para análisis de contraflujo de una sola pasada	26
Figura 8. Esquema del factor de corrección F para intercambiadores de calor de tubos y coraza de flujo cruzado de un paso a través la coraza y dos pasos por los tubos ...	28
Figura 9. Estructura de un intercambiador de calor tubos y coraza.....	32
Figura 10. Haz tubular de un intercambiador de calor tubos y coraza.....	32
Figura 11. Disposiciones de tubos: (a) paso cuadrado; (b) paso triangular	33
Figura 12. Vista frontal del intercambiador de calor.	36
Figura 13. Vista lateral del intercambiador de calor.	36
Figura 14. Diseño del intercambiador de calor.	58
Figura 15. Diseño de la tubería de distribución.	58
Figura 16. Mallado del intercambiador de calor.	63
Figura 17. Mallado de la tubería de distribución.	64
Figura 18. Convergencia del mallado del intercambiador de calor basado en skewness.	64
Figura 19. Convergencia del mallado de la tubería de distribución basado en skewness.....	65
Figura 20. Resultados simulación intercambiador A.	66

Figura 21. Resultados simulación intercambiador B.	67
Figura 22. Resultados simulación intercambiador C.	68
Figura 23. Resultados simulación intercambiador D.	69
Figura 24. Resultados simulación tubería A.	70
Figura 25. Resultados simulación tubería B.	71
Figura 26. Resultados simulación tubería C.	71
Figura 27. Resultados simulación tubería D.	72
Figura 28. Resultados Temperatura vs Viscosidad de vapor.	73
Figura 29. Resultados Temperatura vs Velocidad de vapor.	73
Figura 30. Resultados Comparación Global de Temperatura vs Velocidad.	74

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades del fluido primario.	34
Tabla 2. Dimensiones de los tubos de cobre tipo K.	37
Tabla 3. Propiedades térmicas del fluido base.	37
Tabla 4. Características técnicas de la caldera.	38
Tabla 5. Propiedades térmicas del vapor de agua.	39
Tabla 6. Dimensiones de la coraza de acero.	42
Tabla 7. Dimensiones de la tubería de distribución.	52
Tabla 8. Características técnicas de la bomba centrífuga.	52
Tabla 9. Variaciones presentes en el intercambiador de calor	66
Tabla 10. Variaciones presentes en la tubería de distribución	69

RESUMEN

El presente proyecto tiene como finalidad el diseño de un intercambiador de calor tubos y coraza con una capacidad máxima de 10 m³/h, en el cual se realiza un proceso de calentamiento de agua mediante vapor saturado que proviene de una caldera, para suministrar agua caliente a un hospital mediante una tubería de distribución de acero de una longitud de 28 m, el análisis se lo realizó mediante dos métodos: el método analítico y numérico. En el método analítico se estableció fórmulas a través de artículos científicos, así como también de libros para encontrar la eficiencia del intercambiador de calor el cual pretende que el agua a la salida de la tubería de distribución rodee los 25 a 30 °C. Para la simulación y diseño del intercambiador de calor y la tubería de distribución se empleó herramientas informáticas como Inventor y Ansys Fluent. La geometría del intercambiador de una coraza y 22 tubos tiene una disposición triangular de los tubos y logró calentar el agua a la temperatura de 45 °C, los parámetros iniciales utilizados en el vapor saturado al momento de realizar la simulación mediante el Ansys Fluent fueron de 241.3 kPa, y 138.1 °C; con la temperatura a la salida del intercambiador de calor se realizaron simulaciones de la tubería de distribución, la cual logró obtener una temperatura promedio de 26.42 °C; temperatura que evidencia la fiabilidad del diseño tanto del intercambiador como de la tubería de distribución.

Palabras claves: Ansys Fluent, calentamiento, intercambiador de calor, tubería, simulación

ABSTRACT

The purpose of this project is to design a tube and shell heat exchanger with a maximum capacity of 10 m³ / h, in which a water heating process is carried out using saturated steam that comes from a boiler, to supply hot water to a hospital through a steel distribution pipe of a length of 28 m, the analysis was carried out by two methods: the analytical and numerical method. In the analytical method, formulas were established through scientific articles, as well as books to find the efficiency of the heat exchanger which intends that the water at the outlet of the distribution pipe surrounds 25 to 30 ° C. For the simulation and design of the heat exchanger and the distribution pipe used computer tools such as Inventor and Ansys Fluent. The geometry of the one shell and 22 tube exchanger has a triangular arrangement of the tubes and managed to heat the water to the temperature of 45 ° C, the initial parameters used in the saturated steam at the time of the Ansys Fluent simulation were 241.3 kPa, and 138.1 ° C; With the temperature at the outlet of the heat exchanger, simulations of the distribution pipe were carried out, which managed to obtain an average temperature of 26.42 ° C; temperature that shows the reliability of the design of both the exchanger and the distribution pipe.

Keywords: Ansys Fluent, heating, heat exchanger, pipe, simulation

INTRODUCCIÓN

Tomando como objeto de estudio el intercambiador de calor de tubos y coraza se pudo hallar que el principal problema que se tiene es el burbujeo generado por el impacto del agua contra los componentes de este, ya que al suceder esto genera pérdidas de energía y estas se ven reflejadas en burbujeos.

El siguiente inconveniente que se observó en el estudio es que, al ser un calentador de agua su eficiencia debe ser buena en cualquier momento del día, es decir entre 60 y 85 %, sin importar las caídas de temperatura del ambiente, es así como se verá afectado el rendimiento de todo el conjunto dependiendo del momento del día en el que esté funcionando.

Otro factor de suma importancia que se considera es la demanda de agua caliente del sitio en donde será implementado, ya que si la demanda excede al calentador perderá eficiencia y por lo tanto se verá reflejado en los puntos más alejados al origen de la fuente de calor.

Tomando en cuenta los materiales del equipo se aduce que, el intercambiador de calor que se va a diseñar mejorará la capacidad de intercambio de calor de los fluidos y de esta manera satisfacer el requerimiento de agua caliente del establecimiento en donde será implementado.

Al mejorar la capacidad de transferencia de calor del equipo, también se reducirá el costo de materiales y el espacio que ocupará el equipo, haciéndolo así una máquina eficiente y de fácil movilización para cualquier tipo de industria.

Debido a que se utiliza el fluido de agua en este estudio se puede afirmar que será un proyecto sustentable y versátil, gracias a que las industrias a las cuales va dirigido poseen calderas para su alimentación y no generará costos extras para su funcionamiento.

Se seleccionó CFD de ANSYS debido a la confiabilidad de sus resultados con respecto a los que se obtienen en la realidad, además de ser un recurso computacional

muy versátil y poderoso en cuanto a simulación de fluidos en movimiento se refiere.

Al principio de este documento se revisarán ciertos antecedentes científicos de varios autores con temas relacionados al calentamiento de agua hospitalaria, estos documentos servirán como un punto de partida para el proyecto. Se realizará una investigación minuciosa acerca del proceso de calentamiento de agua para un hospital mediante intercambiadores de calor, esto con el fin de conocer las temperaturas recomendadas para la producción de agua caliente hospitalaria. Por otro lado, se dará a conocer el método de distribución de agua.

Además, se presenta un estudio analítico acerca de las diferentes variables que intervienen al momento de efectuar la transferencia de calor en este proceso y la versatilidad que presenta el vapor de agua saturada para la transferencia de calor de forma indirecta como lo son los intercambiadores de calor.

Posteriormente se estudiarán varios parámetros que intervienen al momento de diseñar un intercambiador de tubos y coraza que resulte eficiente para el proceso de calentamiento de agua. Para ello se procederá a hacer un análisis matemático donde se podrá determinar los coeficientes de calor tanto dentro de la coraza como de los tubos del intercambiador.

Para el análisis numérico, una de las herramientas computacionales más utilizadas y fiables al momento de realizar varios tipos de simulaciones, es la dinámica de fluidos computacional (CFD), por medio de la herramienta Ansys Fluent se podrá observar y analizar el proceso de transferencia de calor al momento de que el vapor saturado ceda parte de su energía al agua para que esta pueda elevar su temperatura, además de presentar múltiples soluciones computacionales posibles sin la necesidad de la experimentación.

El objetivo general consiste en diseñar y simular mediante CFD de ANSYS el proceso de calentamiento de agua hospitalaria con un intercambiador de calor para una capacidad máxima de $10 \text{ m}^3 / \text{h}$.

Los objetivos específicos son:

- Determinar el proceso de calentamiento de agua hospitalaria adecuado mediante intercambiadores de calor.
- Diseñar un intercambiador de calor tubos y coraza que permita calentar agua para una capacidad de 10 m³/h.
- Analizar numéricamente mediante Fluent de ANSYS el comportamiento del intercambiador de calor para agua hospitalaria y vapor de agua.
- Comparar los resultados numéricos y analíticos del proceso de calentamiento de agua hospitalaria en el intercambiador de calor.

CAPÍTULO I

ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR PARA EL PROCESO DE CALENTAMIENTO DE AGUA HOSPITALARIA

En el presente capítulo se detallarán varios aspectos teóricos sobre el calentamiento de agua hospitalaria, intercambiadores de calor, además, de un análisis térmico, haciendo énfasis, específicamente, en el vapor de agua como fluido de trabajo; también se especificará el software que será utilizado para realizar el diseño del intercambiador, así como la simulación del proceso de calentamiento del agua. Se incluirán ciertos antecedentes que ayuden a proyectarse en el tema mediante una extensa y actualizada revisión de la literatura sobre varios temas que se abordarán en la investigación.

En este capítulo se busca conocer la importancia del calentamiento de agua de un hospital, de igual manera los principios en los que se basa su funcionamiento y sus sistemas de distribución.

1.1 Reseña histórica

En la actualidad, Estados Unidos de América (USA) recomienda a los Centros para el Control y la Prevención de Enfermedades (CDC) que los hospitales e instalaciones de enfermería especializada (SNF) implementen y mantengan programas de gestión del agua (WMP) para inhibir el crecimiento microbiano en sus sistemas de agua. Las Academias Nacionales de Ciencias, Ingeniería y Medicina (NASEM) de EE.UU. publicaron recomendaciones específicas para el manejo de *Legionella* en los sistemas de agua en 2019. Las instalaciones recomendadas por NASEM cuando la producción de agua sanitaria por acumulación mantiene temperaturas del calentador de agua por encima de 60 °C, agua caliente temperatura a puntos distales por encima de 55 °C y elimine los accesorios de plomería de bajo flujo, cuando la producción sanitaria no cuenta con un sistema de acumulación la temperatura del agua se encuentra entre el rango de 25 a 30 °C [1].

López et al. [2] mencionan que los hospitales suelen ser construcciones de gran tamaño que cuentan con redes de suministro de agua sanitaria complejas. Ellos

manifiestan que cuando las redes de distribución están habitadas por *Legionella*, en un gran porcentaje, se debe a que el sistema de agua sanitaria presenta ciertas deficiencias estructurales como redes antiguas, ramales ciegos o acumuladores obsoletos, pero sobre todo porque el agua no alcanza a llegar a una temperatura apropiada. En su artículo afirman que uno de los procedimientos que se están instituyendo en los centros sanitarios para llegar a una temperatura adecuada en los puntos más alejados de la red de distribución es el sistema de calentamiento instantáneo también llamado Pasteurizador. Ellos han logrado realizar grandes avances en la efectividad de este sistema de calentamiento para así poder controlar la contaminación por *Legionella* en las redes de agua caliente de los hospitales.

Altorkmany et al. [3] señalan en su estudio que, el suministro de agua limpia y el ahorro de energía son desafíos universales que afectan a las personas de todo el mundo. Se espera que los problemas de limitación de agua y enfermedades transmitidas por el agua empeoren en las próximas décadas. Además, analizaron el efecto de diferentes parámetros de trabajo en el rendimiento térmico del sistema de Intercambiador de Calor Anti-Bact (ABHE). Mencionan que el sistema ABHE está implementado para lograr la desinfección continua de *Legionella*. En el sistema ABHE, la mayor parte de la energía se recupera utilizando un eficiente intercambiador de calor. El estudio muestra que una mayor temperatura del agua suministrada puede mejorar la relación de regeneración (RR), debido a que requiere una gran área del intercambiador y potencia de bombeo (PP), lo que en consecuencia aumenta el costo del sistema ABHE. Sin embargo, elevar la temperatura en uso da como resultado un área del intercambiador de calor y una potencia de bombeo reducidos, lo que en consecuencia reduce el costo del sistema ABHE.

Bujak [4] presenta los resultados de las pruebas de consumo de agua caliente sanitaria en grandes instalaciones hospitalarias con más de 600 camas de hospital. Las pruebas se llevaron a cabo en dos hospitales. Las pruebas demostraron que el consumo de energía para calentar agua hospitalaria en ambos casos se mantuvo estable durante todo el año. El consumo medio anual de calor con el fin de calentar agua en los hospitales rodea los 6088 GJ (8,5 GJ/año) y 6620 GJ (9,6 GJ/año).

Actualmente, para la obtención de sistemas de calentamiento de líquidos así como también para la climatización, producción energética, acondicionamiento de aire, procesamiento químico y refrigeración es habitual el uso de intercambiadores de calor, en los últimos años se ha tratado de mejorar la eficiencia de la transferencia de calor en los intercambiadores de calor, por lo cual se ha investigado la mejora del método de transferencia de calor utilizando aletas en un intercambiador de calor [5].

Los intercambiadores de calor se utilizan ampliamente en la industria debido a su amplia variedad de construcciones y aplicaciones en procesos de transferencia de calor para producir energía convencional como condensadores, calentadores, calderas o generadores de vapor. Proporcionan una superficie adecuada para la transferencia de calor, además, sus características mecánicas y térmicas permiten procesos de alta presión y temperatura. Los intercambiadores de calor son importantes, su correcto funcionamiento aumenta la competitividad y permite el ahorro de energía. La necesidad de ahorrar y recuperar energía para diferentes procesos en la industria es esencial el desarrollo de una nueva tecnología de fabricación de intercambiadores de calor para cubrir una amplia gama de condiciones de operación [6].

Los intercambiadores de calor de tubos y coraza (STHE) son los equipos más comunes que se encuentran en las industrias debido a que se los puede utilizar en numerosas aplicaciones industriales debido a su relativamente fácil fabricación, así como también su rápida adaptabilidad a las diversas situaciones de funcionamiento. Para el fabricante como para los usuarios la reducción de costos de estos intercambiadores de calor es un punto muy trascendental. El diseño del intercambiador de calor implica procesos complejos, que incluyen la selección de parámetros geométricos y parámetros operativos [7].

Un objetivo primordial en el diseño del intercambiador de calor es estimar el área mínima de transferencia de calor requerida para un servicio de calor dado, ya que gobierna el costo total del intercambiador de calor. Sin embargo, no existe una función objetiva concreta que pueda expresarse explícitamente en función de las variables de diseño, de hecho, son posibles muchas combinaciones discretas de las variables de diseño [8].

En la investigación de Moraleda y Villalba [9] mencionan que, para resolver el paradigma de modelar hay que tomar tres premisas, primero se debe establecer la estructura del sistema y dividir el sistema en partes, luego definir la interacción entre las partes y al final explicar el comportamiento interno de cada componente independiente de las demás, mediante ecuaciones: en términos de balances de materia, energía y momento, y de relaciones constitutivas. Además, hace mención que desde la época de la primera revolución industrial se vienen utilizando calderas en diferentes áreas de producción; no obstante, también se las implemento en el área de limpieza y posteriormente en el área de salud gracias a las propiedades estériles del vapor. En la década de los 60 se instaló el primer intercambiador de calor tubos y coraza para el área hospitalaria, desde ese momento gracias a sus prestaciones fueron evolucionando además de diversificarse.

El estudio presentado por Jianghong et al. [10] presentan una investigación experimental sobre la viabilidad de un intercambiador de calor de material de cambio de fase (PCM) de parafina expandida que funciona como un condensador en un calentador de agua. En su investigación mencionan que para mejorar la conductividad térmica del PCM, diseñaron un intercambiador de calor de parafina expandida de grafito (EGPHE), además manifiestan que la viabilidad de fabricación de EGPHE fue validada. Sin embargo, la tasa de expansión máxima de un EGPHE de 16 L fue del 6.25 % a una temperatura de 73.5 °C, lo que debe tenerse en cuenta durante el proceso de diseño. Además, mencionan que con una velocidad de flujo de entrada de 0.5 L/min, el volumen de agua caliente disponible fue de 29.3 L a 45 °C, y la tasa de incremento del volumen de agua caliente es 83.12 %. Además, el volumen de agua caliente disponible fue de 47.1 L a 40 °C, con una tasa de incremento de volumen de agua caliente de 194 %, lo que reveló el notable ahorro de volumen del intercambiador de calor de PCM. Los resultados también validaron la viabilidad termodinámica de los EGPHEs.

En su estudio Prieto et al. [11] indican que, los intercambiadores de calor PCM son una alternativa a los tanques de almacenamiento de uso común. Además, señalan que los intercambiadores de calor PCM ocupan menos espacio para la misma cantidad de energía almacenada. Además, presentan los resultados de tres modos de

funcionamiento de un sistema de micro-cogeneración (mCHP) de calefacción que incluye tres sistemas diferentes de almacenamiento de energía térmica (TES): se compara un sistema de almacenamiento de energía térmica de agua caliente en forma de tanque de agua y dos sistemas de almacenamiento de energía térmica basados en sustancias de calor latente (ácido palmítico y parafina RT60) en intercambiadores de calor de placas PCM y sus rendimientos se analizan en condiciones dinámicas, concluyeron que el mejor sistema TES entre los considerados en este documento es el que usa el ácido palmítico debido a su mejor rendimiento durante la descarga, mayor capacidad de almacenamiento y menor costo para los sistemas de calefacción mCHP (se necesitan menos unidades TES).

Mahdi et al. [12] determinan que, el uso de un número relativamente pequeño de aletas de tamaño mediano en la mitad superior del anillo de un intercambiador de calor, mejora de manera considerable la transferencia de calor por convección del calor de material de cambio de fase (PCM) logrando así mejorar el proceso de fusión del PCM. Además, Ameer et al. [13] manifiestan en su investigación que, para encontrar la eficiencia de las aletas en un intercambiador de calor se necesitan realizar simulaciones numéricas proponiendo así un nuevo método que se refieren a un cálculo de dinámica de fluidos computacional (CFD). En función a los datos obtenidos el método propuesto ofrece una muy buena estimación de la eficiencia de la aleta. El nuevo método se comparó con el método que requiere dos cálculos de CFD. Se encontró menos de 1 % de desviación entre ambos métodos.

1.2 Aspectos teóricos de la investigación

Los aspectos teóricos de la investigación son las variables críticas que en esta investigación están presentes y se los detalla a continuación.

1.2.1 Transferencia de calor

La transferencia de calor es una ciencia que está vinculada con la razón de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos conocidos como fuente y receptor. Existen varios métodos de transferencia de calor. Exactamente existen tres formas distintas en las que el calor puede transitar de la fuente al receptor, aun cuando varias de las

aplicaciones en la ingeniería son combinaciones entre dos o tres. Estas son, radiación, conducción y convección [14].

La termodinámica habla de los diversos estados de balance y de los diferentes cambios, que ocurre desde un estado que se encuentra en equilibrio hacia otro. Complementando la idea, la transferencia de calor estudia los sistemas en los que no existe el equilibrio térmico y, por tal motivo, ocurre un fenómeno conocido como desbalance. Por lo tanto, la transferencia de calor no permite regirse únicamente en los principios de la termodinámica. A pesar de ello, la transferencia de calor es una ciencia que está estructurada por las leyes de la termodinámica. En la primera ley se requiere que la proporción de la transferencia de energía hacia un sistema sea semejante a la razón de acrecentamiento de la energía de dicho método. La segunda ley de la termodinámica menciona que se necesita que el calor se traslade en la trayectoria de la menor temperatura. Esta es similar a la corriente eléctrica que circula en dirección del menor voltaje [15].

1.2.1.1 Transferencia de calor por conducción

La consecuencia entre las iteraciones de las partículas de alta energía a baja energía es conocida como conducción que es un mecanismo de transferencia de calor. La transferencia de calor por conducción puede observarse en los diferentes estados de la materia como lo son los líquidos, sólidos y gases, en los sólidos estos mecanismos de conducción se presentan como vibraciones y transporte de energía por electrones. No obstante, en las moléculas de gases y líquidos se presentan como colisiones y difusión durante los movimientos fortuitos de estas [16].

Basándose en este principio se debe tener un espesor óptimo de pared en cada parte en donde se involucre la transferencia de calor, sin dejar de lado la seguridad que se necesita al manejar las presiones de operación del intercambiador, para el caso del calentamiento de agua para uso potable en un hospital se maneja presiones de entre 172.5 kPa y 241.5 kPa.

La diferencia de temperatura en el medio, el grosor y el material del medio son parámetros trascendentales de la transferencia de calor por conducción, debido a que

la velocidad de transferencia de calor a través de un medio depende de estos tres parámetros [16].

1.2.1.2 Transferencia de calor por radiación

Todos los cuerpos emiten energía continuamente debido a su temperatura, y la energía así emitida se llama radiación térmica. La energía de radiación emitida por un cuerpo se transmite en el espacio en forma de ondas electromagnéticas según la teoría clásica de ondas electromagnéticas o en forma de fotones discretos [17].

1.2.1.3 Transferencia de calor por convección

El transporte de energía que ocurre por el propio movimiento del material en el interior de un sistema es conocido como convección. La convección es el mecanismo más importante de los fluidos al momento de realizar un proceso de transferencia de calor. En un fluido es muy complicado que exista solamente conducción debido a que, aunque se encuentre en un principio en reposo, un declive de temperatura originará que el fluido presente un movimiento en su interior esto se debe a la aparición de las fuerzas de flotación que se originaran gracias a las variaciones de densidad en el fluido. Así, la convección solamente se evitará, cuando no exista movimiento dentro del fluido, esto se logra únicamente al calentar o enfriar un líquido en un recipiente cerrado y la viscosidad del líquido, así como también la conductividad térmica sean grandes y el gradiente de densidad sea pequeño. Existen dos tipos de convección estas pueden ser natural o forzada según sea el origen de las fuerzas que ejercen sobre el fluido [18].

a. Convección forzada

La convección forzada se crea mediante el movimiento de flujos de convección inducidos artificialmente [19]. El desplazamiento del fluido se debe a la acción de fuerzas externas que se aplican sobre el mismo, como las provocadas por medios mecánicos, por ejemplo, por un ventilador (gases) o una bomba (líquidos) [20].

b. Convección natural

Se conoce como convección natural cuando el movimiento del fluido se produce por diferencias de la densidad creadas por las de temperatura que existe en la masa del fluido [21].

La convección natural es uno de los métodos más comunes en la rama de la transferencia de calor. En su gran mayoría esta ocurre debido al fluido que a la presión o velocidad tal y como sucede en la convección forzada. Cuando la temperatura del fluido cambia, la fuerza de flotación se generará con el cambio de densidad en diferentes posiciones del fluido. Es la fuerza de flotabilidad que conduce a la formación de convección natural. La convección natural frecuentemente sucede en equipos de intercambio de calor industriales, diversos solenoides y la vida diaria debido a su generalidad y gracias a la ventaja de que no existe entrada de energía externa [22].

1.2.2 Coeficiente de transferencia de calor por convección

La transferencia de calor por convección está ligada directamente a la geometría y a la ubicación de las superficies. El coeficiente de transferencia de calor por convección es necesario para poder determinar la tasa de transferencia de calor por convección [16].

En determinados casos es viable calcular empíricamente el coeficiente de convección para ciertas condiciones dadas, pero en general es complicado crear un modelo general para determinar el mismo. El coeficiente de convección no es un parámetro estable, ya que depende, de una forma en general compleja, que consta de distintas variables como la conductividad térmica, viscosidad, temperatura, velocidad del fluido, calor específico del fluido, estado de las superficies, el tipo de flujo si se trata de un fluido turbulento o laminar, el tipo de convección, una de las variables más importantes es la geometría del problema debido a que se debe evitar posibles presencias de superficies que limiten la convección, entre otras variables presentes se encuentra la densidad y coeficiente de dilatación estas dos variables corresponden únicamente a la convección natural [23].

1.2.3 Intercambiador de calor

Los intercambiadores de calor son elementos esenciales en una extensa gama de sistemas, incluidos el cuerpo humano, automóviles, computadoras, centrales eléctricas y equipos confortables de calefacción, así como también de refrigeración. Un objetivo trascendental en el diseño del intercambiador de calor es estimar el área mínima de transferencia de calor requerida para un servicio de calor dado, ya que

gobierna el costo total del intercambiador de calor [8].

Los intercambiadores de calor son dispositivos que tienen como objetivo transferir energía térmica (entalpía) entre partículas sólidas y un fluido, entre dos o varios fluidos, o una superficie sólida y un fluido, a diversas temperaturas y en contacto térmico, generalmente no existe contacto externo, trabajo e interacciones de calor. Los fluidos de trabajo pueden presentarse como mezclas o compuestos individuales. Las aplicaciones más comunes que puede realizar un intercambiador de calor incluyen el enfriamiento o calentamiento de una corriente de fluido de interés, la condensación o evaporación de una corriente de fluido simple o multicomponente, y la recuperación de calor o el rechazo de calor de un sistema [24].

1.2.4 Tipos de intercambiadores de calor

La necesidad de transferir calor surge en una amplia diversidad de aplicaciones. Estos incluyen calefacción y refrigeración de espacios, producción de energía térmica y sistemas de procesamiento químico. Los intercambiadores de calor se clasifican de acuerdo con el proceso de transferencia, geometría de la construcción, disposición del flujo y función [25].

1.2.4.1 Tipos de intercambiadores de calor según el tipo de operación

Según al tipo de operación que se logre efectuar en el intercambiador de calor, se puede hallar diferentes direcciones relativas que existen entre los fluidos. Por lo tanto, los intercambiadores de calor según su operación se clasifican en:

- Contraflujo.
- Flujo paralelo.
- Flujo cruzado.

a. Contraflujo

En un intercambiador de calor a contraflujo, los dos fluidos fluyen paralelos entre sí, en direcciones opuestas. Mostrando un solo tubo de menor diámetro colocado coaxialmente dentro de un tubo de mayor diámetro. Los dos fluidos fluyen respectivamente dentro del tubo interior y a través del espacio anular que separa los

dos tubos. En la práctica, se puede insertar una gran cantidad de tubos dentro de un solo tubo circundante, de diámetro mucho mayor, conocido como carcasa [26].

1.2.4.2 Tipos de intercambiadores de calor según su forma de construcción

Los intercambiadores de calor de acuerdo con su forma de construcción o configuración geométrica se pueden clasificar de la siguiente manera:

- Intercambiadores de tubos y coraza
- Intercambiadores de placas
- Intercambiadores de tubos concéntricos

1.2.5 Intercambiador de calor de tubos y coraza

Dichos intercambiadores se componen de varios tubos en paralelo y serie a través de la cual viaja un fluido y encerrado en una cáscara a través del cual se conduce el otro fluido [27]. Esta clase de intercambiador se basa en un grupo de tubos en un contenedor denominado coraza. El fluido que circula dentro de los tubos se lo conoce usualmente como flujo interno y aquel que fluye en el interior de la coraza se lo llama fluido de carcasa o fluido externo. En los extremos de los tubos, están ubicadas placas que ayudan a que el fluido interno no tenga contacto con fluido externo de la coraza [28].

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza ceden energía a partir de un fluido que se encuentra a una elevada temperatura hacia un fluido que halla a una baja temperatura, con los dos fluidos en desplazamiento a través de este mismo [29]. Los intercambiadores de calor más utilizados en las industrias de proceso debido a su fácil adaptabilidad a las diversas condiciones en las que va a funcionar y su relativamente sencilla fabricación son los intercambiadores de tubos y coraza. El diseño de este tipo de intercambiadores representa un proceso complicado ya que se lo debe realizar apegado a un conjunto de reglas de diseño y conocimiento empírico de algunos campos, para realizar un correcto diseño es necesario incluir tanto la parte dinámica y termodinámica de los fluidos, así como también la evaluación de costos y su mejoramiento [30].

Para lograr un correcto diseño de un intercambiador de tubos y coraza hay que tener en cuenta que este procedimiento implica un gran conjunto de variables operativas y geométricas como parte de la búsqueda de una correcta geometría del intercambiador que logre cumplir con las exigencias de servicio térmico y un conjunto dado ciertas condiciones de diseño. En principio, se empieza por elegir una configuración geométrica de referencia del equipo y se establece un valor permisible de caída de presión. Después se procede, a determinar los valores de las variables de diseño, estos valores se establecen en función de las especificaciones de diseño y la hipótesis de diversos parámetros termodinámicos y mecánicos con el propósito de tener un coeficiente de transferencia de calor que conduzca a una correcta utilización de la superficie de intercambio de calor y que este resulte satisfactorio. Por último, se verifican las elecciones del diseñador en función a los diversos procedimientos iterativos que implican varias pruebas hasta que se logre obtener un diseño aceptable que consiga cumplir con todas las especificaciones de diseño con un compromiso satisfactorio entre el rendimiento del intercambio térmico y las caídas de presión [7].

1.2.6 Resistencias térmicas en los intercambiadores de calor

Las resistencias térmicas forman una red que esta coligada con el proceso de transferencia de calor esta red está compuesta por una resistencia de conducción y dos de convección [15]. Como se observa en la Figura 1.

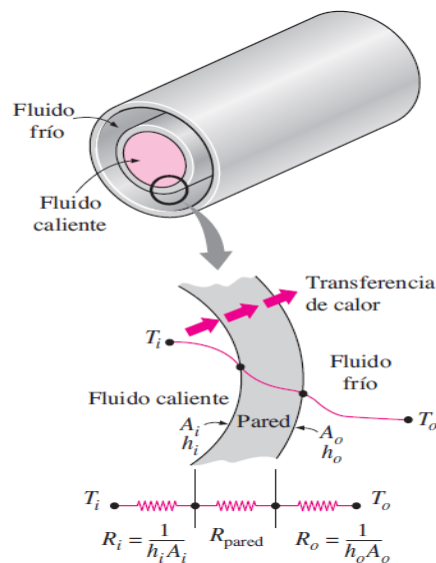


Figura 1. Resistencias térmicas ligadas a un intercambiador de calor de doble tubo [15].

1.2.7 Vapor de agua

El vapor es utilizado de forma general como fuente de calor o con el fin de generar potencia mecánica. En las instalaciones industriales el vapor de agua se utiliza para diferentes fines, no obstante, todos ellos pueden agruparse en tres servicios básicos, los que en muchos casos se presentan simultáneamente: como fuente de energía térmica, con la finalidad de producir potencia mecánica y así poder ser utilizada directamente o bien con el propósito de su conversión posterior en electricidad y como materia prima en el proceso [31].

En las industrias el vapor de agua es usado como medio de transmisión de energía calorífica de mayor efectividad, aproximadamente el 95 % de las industrias lo usan como fuente de calor, por la facilidad de generación y distribución, y al ser cotejado con otros procedimientos posee bajo costo de generación [32].

1.2.7.1 Vapor de agua saturada

Se conoce como vapor saturado al producido a la temperatura de ebullición que corresponde a su presión absoluta. El vapor saturado se caracteriza porque puede estar exento enteramente de partículas de agua sin vaporizar o puede llevarlas en suspensión [33].

Empresas especialistas en vapor como Spirax Sarco [34] y TLV International [35], mencionan que, una de las aplicaciones más versátiles del vapor es el proceso de transferir calor de forma indirecta, como lo son los intercambiadores de calor. Asimismo, recomiendan que es más factible usar vapor saturado debido a que al trabajar con vapor sobrecalentado la proporción de transferencia de calor sensible es de dos a cinco veces menor que la que entrega el calor latente al manifestar un cambio de fase de vapor a líquido. Adicionalmente, el vapor saturado muestra ciertas ventajas como son: un calentamiento veloz, debido al calentamiento por medio del calor latente, temperatura y presión tienen la posibilidad de ser establecidas con exactitud y además muestran un elevado coeficiente de transferencia de calor, debido a que necesitará un área más pequeña de transferencia de éste, permitiendo la utilización de equipos más baratos.

1.2.8 Dinámica de fluidos computacional (CFD)

El campo de estudio relacionado con el análisis de varios tipos de flujos de fluidos con simulaciones numéricas y el desarrollo de algoritmos de simulación adecuados se conoce como dinámica de fluidos computacional (CFD). Las aplicaciones de CFD se pueden encontrar en el análisis de los siguientes estudios: flujos alrededor de aviones, barcos, trenes y automóviles, flujos en turbo-maquinarias, flujos biomédicos y biológicos, flujos ambientales, ingeniería civil y arquitectura, flujos a gran escala en astrodinámica, pronóstico del tiempo y oceanografía. Los flujos en estas configuraciones generalmente no tienen expresiones analíticas debido a la física compleja que surge de la geometría de límites, el forzamiento externo y las propiedades de los fluidos. En CFD, la física de flujo se analiza y predice resolviendo numéricamente las ecuaciones de gobierno y reproduciendo el campo de flujo con el uso de computadoras [36].

La dinámica de fluidos computacional es una herramienta establecida para el análisis de flujo en el campo del flujo monofásico durante más de 20 años, en los últimos años ha comenzado a establecerse también en el campo multifásico. Es un software de mallado. Permite el uso de geometrías CAD o construir la geometría utilizando una serie de herramientas de geometría. En CFD se emplea un enfoque de malla estructurada en bloques, que permite mallas hexaédricas también en geometrías bastante complejas. Se pueden crear mallas estructuradas y no estructuradas utilizando CFD [37].

1.2.8.1 ANSYS Fluent

Actualmente el software ANSYS Fluent es la herramienta más poderosa de la dinámica de fluidos computacional (CFD) que se puede encontrar. ANSYS Fluent es un programa informático de última generación que se utiliza para simular las reacciones químicas en geometrías complejas, el flujo de fluidos y la transferencia de calor. Además, proporciona una flexibilidad de malla completa, incluida la destreza de resolver sus problemas de flujo utilizando mallas no estructuradas que se logran generar sobre elementos complejos con bastante simplicidad. Los diversos tipos de malla compatibles incluyen 2D triangular, cuadrilátero; 3D tetraédrico, hexaédrico, pirámide, cuña, poliédrico y mallas mixtas (híbridas). El programa también le permite

refinar o engrosar su malla en función de la solución de flujo. Estos incluyen establecer condiciones de contorno, definir propiedades de fluidos, ejecutar la solución, refinar la malla, post-procesar y ver los resultados [38].

1.2.9 Sistemas de calentamiento de agua hospitalaria

Para poder tener un adecuado funcionamiento del sistema se debe brindar seguridad y satisfacción. Existen ciertas normas que ayudaran a tener una correcta seguridad en dichos sistemas eso ayudará a eludir accidentes a los individuos o presentar daños en la propiedad y protegerlos contra una presión desmesurada. Un diseño se lo puede determinar cómo satisfactorio cuando alcanza ciertos objetivos como, por ejemplo: temperatura, presión, demanda de agua caliente y volumen, de manera correcta y controladas. La temperatura del agua debe ser la correcta para las diversas condiciones de servicios a las que se va a requerir, y un adecuado desempeño de los instrumentos sanitarios [39].

Con el fin de minimizar las pérdidas de calor se debe evitar que el agua caliente realice recorridos largos. De modo que, la mayor parte de los sistemas de agua caliente, cuentan con tuberías de circulación del agua; gracias al diferencia de temperaturas la circulación del agua se ve favorecida, la temperatura más elevada que se muestra en el punto más cercano al calentador o intercambiador de calor y, la más baja que se encuentra en los puntos distales del sistema [40].

1.2.9.1 Sistemas de calentador indirecto

Se conoce como calentador de calor indirecto cuando una fuente remota que se encuentra en el mismo equipo calentador es la que calienta el agua. Comúnmente, el agua a la que se le quiere elevar su temperatura es dirigida hacia un intercambiador de calor mediante un sistema de abasto y uno de retorno que se encuentran debidamente separados [40].

En este tipo de instalación se prevé un calentador indirecto que en muchos casos es un intercambiador de calor como se muestra en la Figura 2. Así no provoca condiciones de enmohecimiento en el agua y puede ser utilizada de una manera eficiente para el suministro de agua a una temperatura elevada [39].

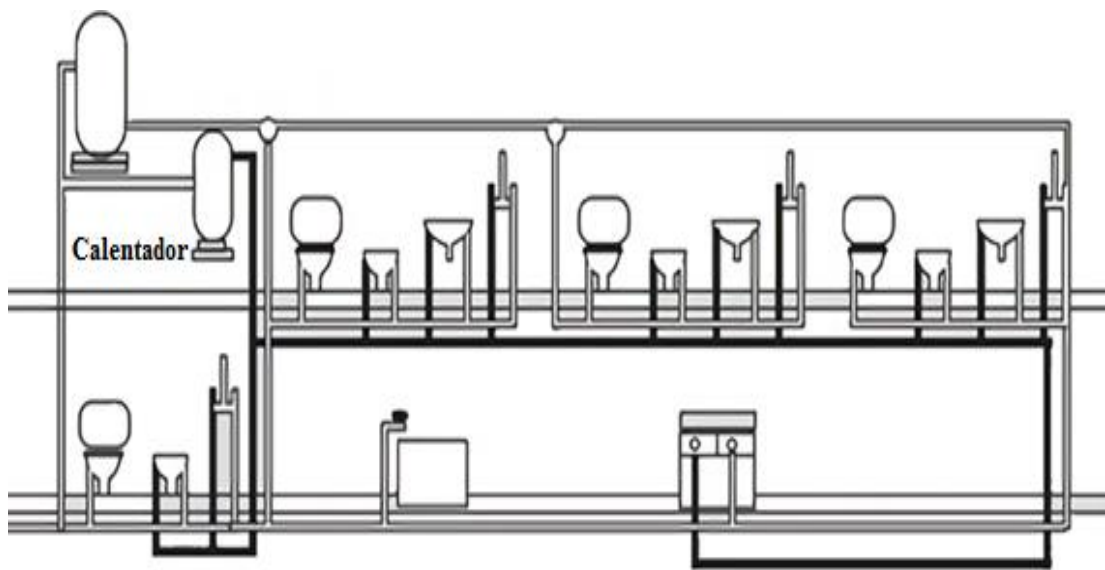


Figura 2. Sistema de calentador indirecto [39].

1.2.10 Sistemas de distribución

Existen tres clases generales de sistemas de circulación de forma continua de agua caliente:

- Sistema ascendente o sistema alimentado hacia arriba.
- Sistema descendente o sistema alimentado hacia abajo.
- Sistema combinado de alimentación hacia arriba y hacia abajo.

Dichos nombres provienen de los elevadores de agua caliente que suministran a los remates que conducen a los accesorios y no poseen ni una interacción con la dirección del flujo en la tubería conocida como retorno. En diversos tipos de tubería de retorno están acoplados cerca del extremo o en el extremo de los tubos ascensores de agua caliente, para hacer circular el agua de retorno a la fuente de agua caliente [39].

1.2.10.1 Sistema de distribución ascendente

Al momento de que el agua abandona el intercambiador de calor de inmediato se distribuye de forma ascendente, hacia todos los niveles y retorna mediante un sistema de distribución de retorno, el sistema funciona por medio de una tubería que se ubica en la parte baja del nivel más alto de la tubería principal; esta ramificación de la tubería retorno se conecta a una tubería general de retorno, esta traslada toda el agua caliente

hacia el calentador como se sugiere en la Figura 3. Es necesario instalar varios dispositivos de repartición de flujo o balance en las partes más altas de las tuberías de distribución, o en los lugares donde tiene la posibilidad de presentar retornos no deseados de agua caliente esto debido a las energías existentes, al momento de instalar estos dispositivos se podrá canalizar el agua caliente hacia la tubería de retorno [40].

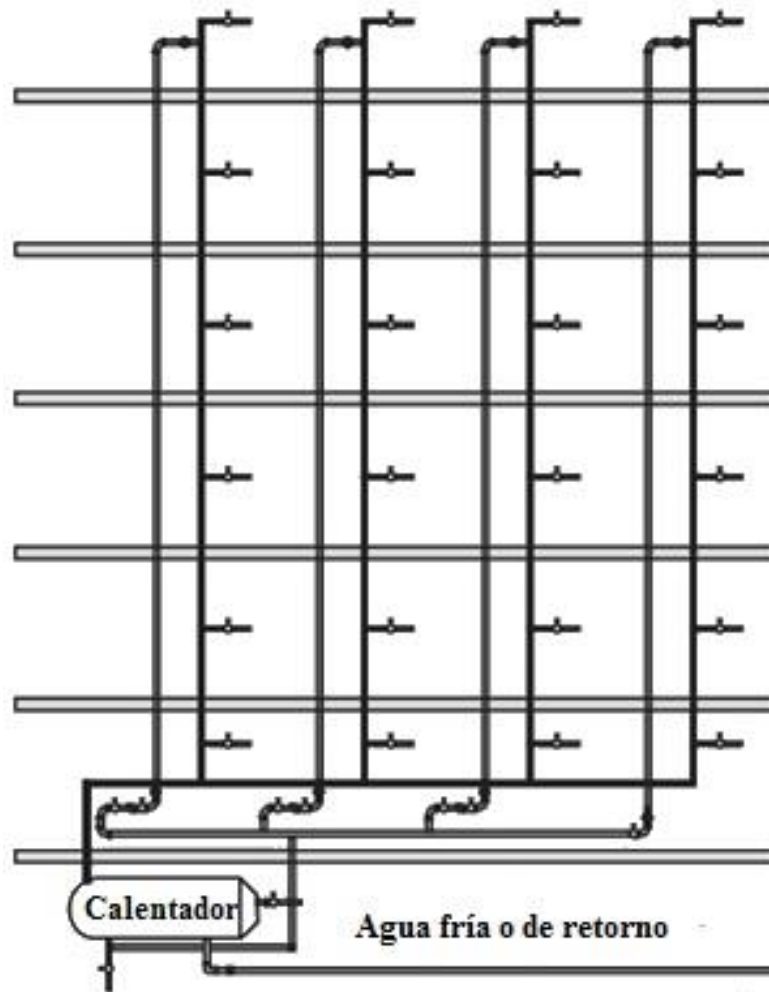


Figura 3. Sistema de distribución ascendente [39].

1.2.11 Normativas disponibles para el diseño de los intercambiadores de calor

En la investigación de Cabazón [41] se menciona que, para escoger una clase de intercambiador es indispensable seguir ciertos pasos creados a partir de varios años de experiencia en este tema. En primera instancia se debe conocer claramente lo que se quiere realizar, en otras palabras, conocer los parámetros requeridos para formar el diseño. Dentro de estos parámetros, además de los impuestos por el consumidor, se

establece una normativa que ha de llevar a cabo el trabajo. El diseño de los intercambiadores ya está correctamente estructurado en base a ciertas recomendaciones y procedimientos estandarizados en algunas instituciones especializadas y de los mismos fabricantes. Dentro de este tipo de normativas se tiene:

- Diseño térmico y mecánico: o Heat Exchanger Design Handbook (HEDH).
- Diseño mecánico: o Normas Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME). Sección VIII. (Recipientes a presión).

1.2.11.1 Normativa HEDH

La normativa HEDH tiene protocolos para elaborar un diseño de intercambiadores de calor que admiten elaborar manualmente el desarrollo de todas las variables necesarias que requiere al momento de implementar un intercambiador, aquellos que son diseñados para desenvolverse en una determinada tarea térmica. Se tienen criterios precisos para estos procesos, como son el mantenimiento o la facilidad de limpieza, caudales máximos o mínimos, erosión, caídas de presión, limitaciones físicas, expansión térmica, entre otros buenos métodos de diseño [42].

1.2.11.2 Normativa ASME sección VII

Esta sección de la normativa ASME detalla los códigos de seguridad, diseño y cálculo que debe tener un recipiente sometido a presión. Basándose en el detalle del manual ASME [42], la primera parte de diseñar un recipiente es la elección del mejor tipo para la necesidad a la que se destine. Los parámetros que intervienen en la selección del tipo son: ubicación del recipiente y la función, las propiedades del fluido de trabajo, la presión y temperatura de operación y su aptitud para acumular el volumen necesario para el proceso.

1.2.12 Selección de clase de intercambiador tubular

Dentro de las clases de intercambiadores de calor se destacan tres. La clase R es de usos petrolíferos y proceros relacionados, no están sometidos a llama. La clase B está desarrollada para aplicaciones de procesos químicos (industria química), por lo tanto, no se someten a llama directa debido a los riesgos que conlleva el fluido transportado.

La clase C es la que se enfoca la presente investigación ya que esta especificada para procesos comerciales, donde se balancean a su máximo el costo con la eficiencia del mismo, es así que el manual de ASME detalla materiales frecuentes para este uso y sugerencias de instalación y funcionamiento, esta clase de intercambiadores son utilizados en el ámbito hospitalario sobre todo para calentamiento de agua y aplicaciones de desinfección directa en quirófanos y esterilizadores.

1.3 Conclusiones del capítulo

En consecuencia al compendio de información presentado se concluye que, las investigaciones sobre el calentamiento de agua hospitalaria buscan inhibir el crecimiento de bacterias como la Legionella en los sistemas de distribución del agua sanitaria, ciertas organizaciones mundiales establecen un rango de temperatura a la cual el agua hospitalaria debe de calentarse, y así combatir de una mejor manera los organismos microbianos y en consecuencia suministrar agua de forma segura para el uso de las diferentes actividades que se realizan en los hospitales.

Mientras tanto, al proceso de calentamiento del agua mediante un intercambiador de calor, es fundamental señalar que estos equipos de transferencia de calor son muy utilizados en la industria ya que logran producir energía suficiente para el proceso de calefacción del agua, también cabe señalar que son equipos de gran adaptabilidad en la industria.

CAPÍTULO II

PARÁMETROS QUE INTERVIENEN EN EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

En el presente capítulo se desarrollará un análisis de los parámetros que participan en el diseño de un intercambiador de calor. Además, se realizará el análisis térmico, hidráulico y mecánico del intercambiador de calor.

Para un correcto análisis térmico es indispensable realizar una investigación de algunas ecuaciones de termodinámica y transferencia de calor, las cuales contribuirán a conocer varias propiedades y parámetros que son útiles al momento de efectuar los cálculos necesarios para un correcto diseño del intercambiador de calor.

2.1 Intercambio de calor por conducción

Las ecuaciones principales de la conducción del calor son gracias a los estudios de Joseph Fourier, y expresa que el calor que fluye en un punto y en un instante cualquiera corresponde al gradiente de la distribución de temperaturas en el punto mencionado y en el instante estimado [20]. La tasa de conducción de calor se define como:

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} \quad (1)$$

Donde:

\dot{Q}_{cond} : Flujo de calor por conducción, [W]

k: Conductividad térmica del material, [W/m · K].

A: Área de superficie donde tiene lugar la transferencia de calor por conducción, [m²].

ΔT : $T_1 - T_2$ diferencia de temperatura a través del medio, [K].

Δx : Espesor del material, [m].

2.2 Resistencia térmica por conducción

El área superficial de la pared es directamente proporcional a la razón de calor que se transmite desde el interior de un elemento hasta su exterior, esta área se encuentra normal a la dirección en la que se dirige el flujo de calor, además, es directamente

proporcional a la temperatura diferencial entre las paredes, e inversamente proporcional al espesor de las paredes [43]. La resistencia térmica de la pared del tubo en un intercambiador de calor de doble tubo se obtiene mediante la Ecuación 2:

$$R_{\text{cond}} = \frac{\ln(D_e/D)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \quad (2)$$

Donde:

R_{cond} : Resistencia por conducción en la pared de la tubería, [K/W].

k : Conductividad térmica del material de los tubos, [W/m · K].

L : Longitud de los tubos, [m].

D_e : Diámetro externo de la tubería, [m].

D : Diámetro interno de la tubería, [m].

2.3 Intercambio de calor por convección

Hay una interacción lineal entre el desplazamiento del fluido y la velocidad con la que ocurre la transferencia de calor. Se sabe que la transferencia de calor por convección es un mecanismo complejo, que se puede determinar a través de la ley de enfriamiento de Newton [16].

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA_s(T_s - T_{\infty}) \quad (3)$$

Donde:

\dot{Q}_{conv} : Flujo de calor por convección, [W]

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección, [W · K/m²].

A_s : Área de superficie donde tiene lugar la transferencia de calor por convección [m²].

T_s : Temperatura de la superficie, [K].

T_{∞} : Temperatura del fluido, [K].

2.4 Coeficiente de transferencia de calor por convección

Los números de Nusselt, Prandtl, Grashof y Reynolds son parámetros importantes adimensionales que se emplean en la transferencia de calor por convección [44].

2.5 Número de Reynolds

Reynolds es un número adimensional, útil en el estudio de la transferencia de calor. Este número representa la razón de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas, El tipo de fluido (laminar o turbulento) es indicado por este valor adimensional [45]. Teniendo en cuenta que se establecen varios regímenes de flujo de fluido en el espacio, al cambiar el número de Reynolds también cambiará el coeficiente de transferencia de calor por convección [46]. El número de Reynolds está definido mediante:

$$Re = \frac{\rho \cdot v_m \cdot D}{\mu} \quad (4)$$

Donde:

ρ : Densidad del fluido, [kg / m³].

v_m : Velocidad media de entrada del fluido, [m/s].

D: Diámetro interior de la tubería, [m].

μ : viscosidad dinámica, [Kg/m · s].

Para números de Reynolds menor de 2300 se denomina flujo laminar, y para números de Reynolds que superen los 2300 se conoce como flujo turbulento.

2.6 Número de Prandtl

El número de Prandtl es la relación de las propiedades del fluido o más rigurosamente la relación de momento y difusividades térmicas, que da una medida de la efectividad relativa del transporte en las capas límite térmica e hidrodinámica [47], [48]

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{K_f} \quad (5)$$

Donde:

C_p : Calor específico del fluido, [J/Kg · K].

K_f : Conductividad térmica del fluido, [W/K · m].

2.7 Número de Nusselt

El número adimensional de Nusselt es un parámetro del gradiente de temperatura que se encuentra en la superficie de transferencia, e identifica la transferencia de calor calculando el acrecentamiento de la transferencia de calor por convección comparada con la transferencia si ocurriera únicamente por conducción [49]. El número de Nusselt debe representar una función universal del número de Prandtl y Reynolds [50].

$$Nu = \frac{h \cdot D}{K_f} \quad (6)$$

Donde:

h: Coeficiente convectivo de transferencia de calor, $[W/m^2 \cdot K]$.

La siguiente ecuación es una correlación que se aplica a un flujo turbulento interno que se encuentra desarrollado por completo en tubos extensos circulares con elevadas variaciones en las propiedades para $0.7 \leq Pr \leq 160$; $Re > 10000$ [36].

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad (7)$$

El valor de n dependerá si el fluido se está calentando o enfriando, n es igual 0.4 si el fluido se calienta y 0.3 si el fluido se está enfriando.

2.8 Resistencia térmica por convección

La resistencia térmica de convección en un intercambiador de calor de tubo y coraza se obtiene mediante la Ecuación 8 y 9:

$$R_{conv,i} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} \quad (8)$$

$$R_{conv,o} = \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad (9)$$

Donde:

i, o: Subíndices referentes a la superficie interna y externa del tubo.

R_{conv} : Resistencia por convección, [K /W].

A: Área de la superficie de la pared que separa los dos fluidos, [m²].

2.9 Resistencias de ensuciamiento

Cuando un equipo de transferencia de calor tiene un determinado tiempo de trabajo, crea una capa entre la superficie y el fluido esta capa hace que el espesor de la tubería aumente y crea una resistencia térmica adicional conocida como resistencia térmica de ensuciamiento como se indica en la Figura 4, esta resistencia genera un valor significativo al momento de calcular el coeficiente de transferencia de calor [51], [52].



Figura 4. Incrustaciones por la precipitación de partículas sobre un tubo de un intercambiador de calor [53].

2.10 Red de resistencia térmica total

Si se desea efectuar un correcto análisis térmico en un intercambiador de calor de tubos y coraza es indispensable incluir todas las resistencias que se encuentren en la trayectoria del flujo de calor que circula desde el fluido caliente hacia el frío y se la convierta en una sola resistencia total como se muestra en la Ecuación 10 [15].

$$R = R_{conv,i} + R_{cond} + R_{conv,o} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{R_{f,o}}{A_o} \quad (10)$$

Donde:

R: Resistencia térmica total, [K /W].

R_f : Resistencia térmica de ensuciamiento, [$m^2 \cdot K/W$].

A: Área de la superficie de la pared que separa los dos fluidos, [m^2].

2.11 Radio crítico

El radio crítico de aislamiento es un parámetro que se tienen en cuenta, generalmente, en el diseño de sistemas donde es necesario controlar la temperatura de un material, para que conserve las características que lo hacen apto para el trabajo específico [54]. El radio crítico “ r_{cr} ” del aislamiento de un cuerpo cilíndrico viene expresado mediante la Ecuación 11:

$$r_{cr} = \frac{k_{ais}}{h} \quad (11)$$

Donde:

k_{ais} : Conductividad térmica del aislamiento, [$W / m \cdot K$].

h : Coeficiente externo de transferencia de calor por convección, [$W / m^2 \cdot K$].

En la Figura 5 se muestra la variación del flujo total de calor que existe para diferentes radios exteriores.

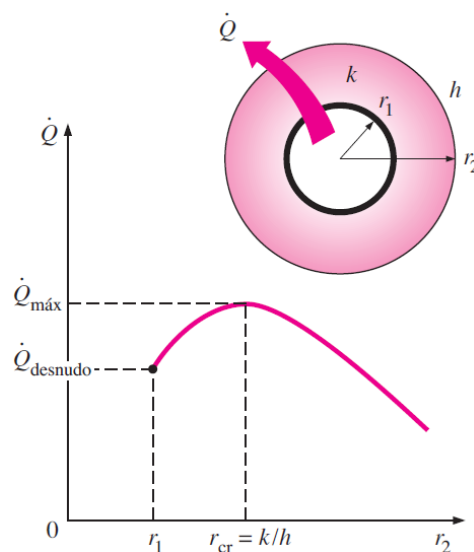


Figura 5. Variación de la razón de transferencia de calor con el radio de aislamiento [15].

Cuando existe una adición de aislamiento en el cilindro la razón de la transferencia de calor del cilindro tiende a aumentar debido a que el radio r_2 es menor al radio crítico, alcanza su valor máximo cuando r_2 es igual al radio crítico y empieza a descender cuando r_2 es mayor que el radio crítico. Por ende, en realidad, al momento de aislar el tubo se puede acrecentar la razón de la transferencia de calor del tubo en lugar de disminuirla [15].

2.12 Coeficiente global de transferencia de calor

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor global es necesario utilizar los coeficientes de transferencia de calor por convección, de los dos fluidos, además, de emplear los conocimientos de las resistencias totales [49]. Como se muestra en la expresión 12.

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = R \quad (12)$$

Donde:

U: Coeficiente total de transferencia de calor [$W/m^2 \cdot K$].

A_s : Área total de la superficie de transferencia de calor, [m^2].

2.13 Análisis por diferencia de temperatura media logarítmica

La temperatura media logarítmica diferencia (LMTD) juega un papel importante en los aspectos teóricos y prácticos de los intercambiadores de calor. [55]. Tomando como referencia la ley de enfriamiento de Newton se puede encontrar una expresión que permita determinar la tasa de transmisión de calor en un intercambiador de calor [15].

$$\dot{Q} = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{ml} \quad (13)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\ln(D_e/D)}{2 \cdot \pi \cdot k} + \frac{1}{h_o}} \quad (14)$$

Donde:

\dot{Q} : Tasa de transferencia de calor

ΔT_m : Diferencia media logarítmica. [K].

Para realizar el análisis por diferencia media logarítmica es útil, realizar un esquema que represente la diferenciación general de temperatura experimentada por cada corriente de fluido como se indica en la Figura 6.

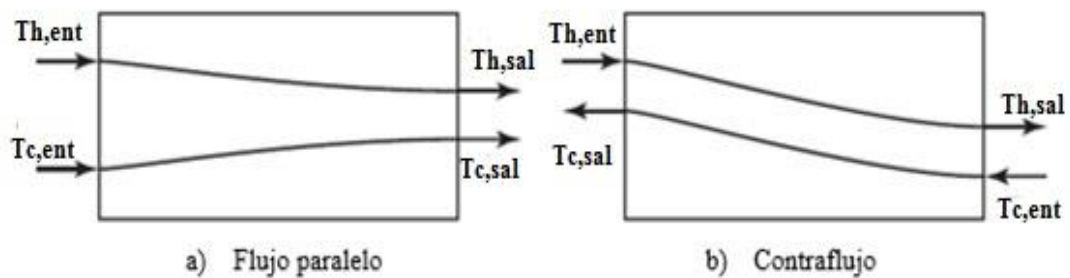


Figura 6. Perfiles de temperatura para intercambiadores de calor de un solo paso [56].

En la disposición de contraflujo, es viable que el fluido caliente abandone el intercambiador a una temperatura inferior a la que sale el fluido frío. Esta situación obviamente corresponde a un caso de mayor transferencia por lo tanto la configuración de contraflujo es la más deseable de las disposiciones de un solo paso [56].

El documento se enfoca en la disposición de contraflujo de dos pasadas a la que dirigirá la aplicación principal del documento. En la Figura 7 se muestra un análisis minucioso de un intercambiador de calor de contraflujo.

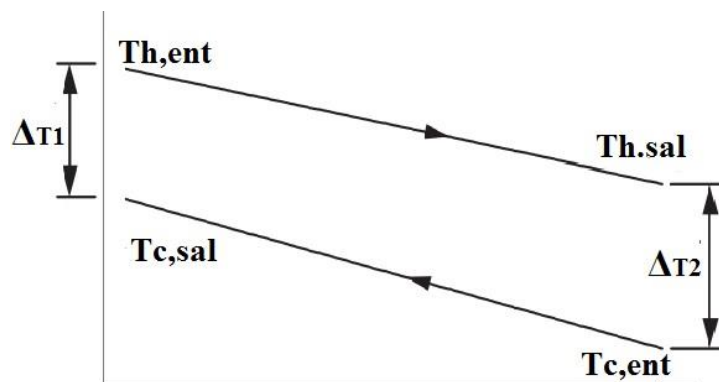


Figura 7. Diagrama de temperatura para análisis de contraflujo de una sola pasada [57].

El número promedio de la diferencia media logarítmica o la diferencia de temperaturas para un intercambiador de contraflujo viene dado por la Ecuación 15:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (15)$$

Donde:

ΔT_1 : Variación de temperatura, [K].

ΔT_2 : Variación de temperatura, [K].

2.13.1 Factor de corrección LMTD

Otros factores de diseño hacen que la gran mayoría de los intercambiadores le den una importancia fundamental a que los patrones esto hace que los intercambiadores sean diseñados con flujo diferentes a los flujos a contracorriente reales. El factor se lo conoce como factor de corrección logarítmico y se lo representa con la letra F. El factor F se lo puede definir como la relación entre el LMTD verdadero y el logarítmico [57]. Como se muestra en la Ecuación 16:

$$\dot{Q} = U \cdot A_s \cdot F \cdot \Delta T_{ml} \quad (16)$$

El factor de corrección F, está sujeta a la eficacia térmica (Ecuación 17), relación de la tasa de capacidad calorífica (Ecuación 18) y disposición del flujo.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (17)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (18)$$

Donde:

P: Eficiencia térmica, [adimensional].

R: Relación de la tasa de capacidad calorífica, [adimensional].

t_1 : Temperatura del fluido a la entrada del tubo, [K].

t_2 : Temperatura del fluido a la salida del tubo, [K].

T_1 : Temperatura del fluido a la entrada de la coraza, [K].

T_2 : Temperatura del fluido a la salida de la coraza, [K].

Para determinar el valor de F se lo realiza mediante la representación de la Figura 8:

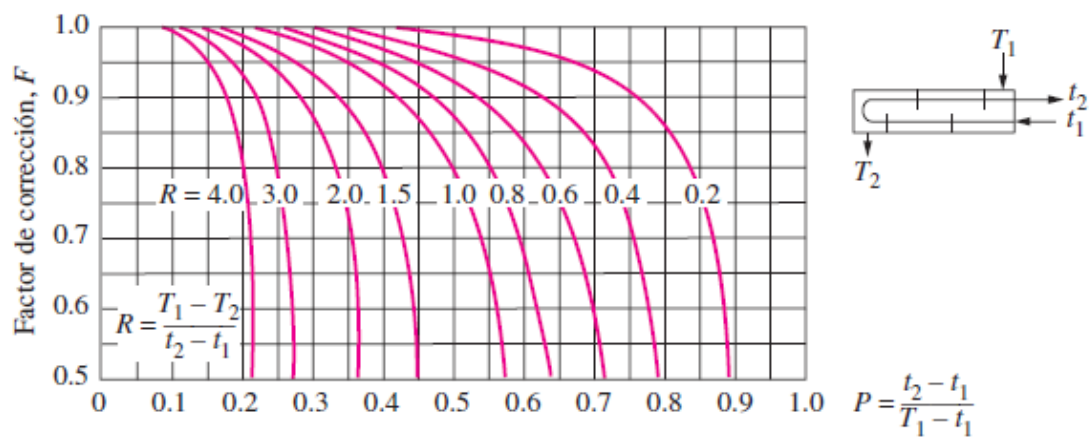


Figura 8. Esquema del factor de corrección F para intercambiadores de calor de tubos y coraza de flujo cruzado de un paso a través la coraza y dos pasos por los tubos [56].

2.14 Ecuación de balance energético

En los intercambiadores de calor de tubos y coraza es indispensable encontrar el valor de la razón de capacidad calorífica, el cual se obtiene mediante el producto de combinar el calor específico y el flujo masico de un fluido [15]. En los intercambiadores de calor circulan dos flujos a través de este, un fluido frio y uno caliente, para determinar la razón de capacidad calorífica del fluido caliente se empleará la Ecuación 19, en cambio para determinar un valor análogo de la razón de capacidad calorífica del fluido frio se lo realizara implementando la Ecuación 20.

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p_h} \quad (19)$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p_c} \quad (20)$$

Donde:

h, c : Subíndices referentes al fluido caliente y frio respectivamente.

C : Razón de capacidad calorífica del fluido, [W/K].

C_p : Capacidad calorífica a presión constante del fluido, [J/Kg · K].

\dot{m} : Flujo másico del fluido caliente, [Kg/s].

Por lo tanto, tomando como referencia la ley de la conservación de la energía conocida también como primera ley de la termodinámica. Se puede establecer que el calor que han transferido los dos fluidos se los puede interpretar como un balance de entalpia [28]. De la forma:

$$\dot{Q}_c = C_c (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (21)$$

$$\dot{Q}_h = C_h (T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (22)$$

Donde:

h, c : Subíndices referentes al fluido caliente y frio respectivamente.

\dot{Q} : Tasa de trasferencia de calor del fluido, [W].

T_{sal} : Temperatura de salida del fluido, [K].

T_{ent} : Temperatura de entrada del fluido, [K].

Entonces el balance de energía global en cualquier intercambiador de calor que trabaja mediante dos fluidos viene dado por:

$$C_c (T_{c,sal} - T_{c,ent}) = C_h (T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (23)$$

2.15 Transferencia de calor

La investigación aquí realizada está enfocada a obtener la mayor eficiencia de transferencia de calor que se pueda obtener, por esta razón para mejorar este parámetro se deberá escoger materiales que ayuden a mejorar esta característica además de que la geometría del intercambiador deberá utilizar al máximo las propiedades del material

y el fluido que en él transita. Para cualquier disposición de flujo, la tasa de transferencia de calor para dos corrientes de fluido viene dada por [57]:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot C_{p_c} (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (24)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h \cdot C_{p_h} (T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (25)$$

En cambio, el calor como unidad de energía, se lo puede determinar a través de la Ecuación (26).

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (26)$$

Donde:

Q: Energía calórica [J].

m: Masa, [kg].

ΔT : Diferencia de temperaturas [K].

La tasa de transferencia de calor puede emplearse para hallar un tiempo aproximado en el que la energía se liberara, empleando la Ecuación (27).

$$\dot{Q} = \frac{Q}{t} \quad (27)$$

Donde:

t: Tiempo, [s].

La tasa máxima de transferencia de calor posible se obtendría en un intercambiador de calor a contraflujo con área de superficie muy grande y conducción de calor de pared longitudinal cero, y las condiciones de funcionamiento reales son las mismas que las condiciones teóricas [57].

La Ecuación 28 determina la máxima tasa de transferencia de calor posible en el intercambiador:

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{h,\text{ent}} - T_{c,\text{ent}}) \quad (28)$$

2.16 Eficiencia del intercambiador de calor

Haghshenasfard [58] plantea que, para mejorar la eficiencia térmica de los intercambiadores de calor, la capacidad térmica del fluido de trabajo debe presentar un incremento, como también se puede observar en la investigación de Torres et al. [59].

La eficiencia del intercambiador de calor se delimita como la relación entre la tasa real que se obtendrá de transferencia de calor en un intercambiador de calor dado a la tasa máxima posible de intercambio de calor [47]. Como se muestra en la Ecuación 29:

$$\eta_{\text{int}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (29)$$

Donde:

η_{int} : Eficiencia del intercambiador de calor, [adimensional].

2.17 Análisis de diseño

Para diseñar un intercambiador de calor se debe regir a una normativa específica para este tipo de equipos, dicha normativa ayudara a seleccionar criterios tanto de materiales como de geometría y parámetros a cumplir según el tipo de intercambiador que cumpla las necesidades de determinada industria.

2.17.1 Diseño de coraza

La coraza de un intercambiador de calor es la parte externa del equipo y por esta razón es la más voluminosa y la que va a manejar mayor presión es por esta razón que se debe seleccionar un elemento mecánico normado y de un material resistente a la presión máxima que el intercambiador pueda tener, es por esto que en la mayoría de ocasiones se escoge un tubo normado por la ASME tanto por su geometría bien estructurada, como por el espesor que esta brinda sin volver al diseño demasiado costo dándole así toda la resistencia que este necesita. En la Figura 9 se puede apreciar las

partes de un intercambiador de tubos y coraza. En general el intercambiador de calor no deberá tener un diámetro interno de carcasa mayor a 1524 mm, su presión máxima no deberá superar 20.7 MPa, todo esto debido al tipo de uso que se da y a la gama de pernos que se usan para su sujeción.

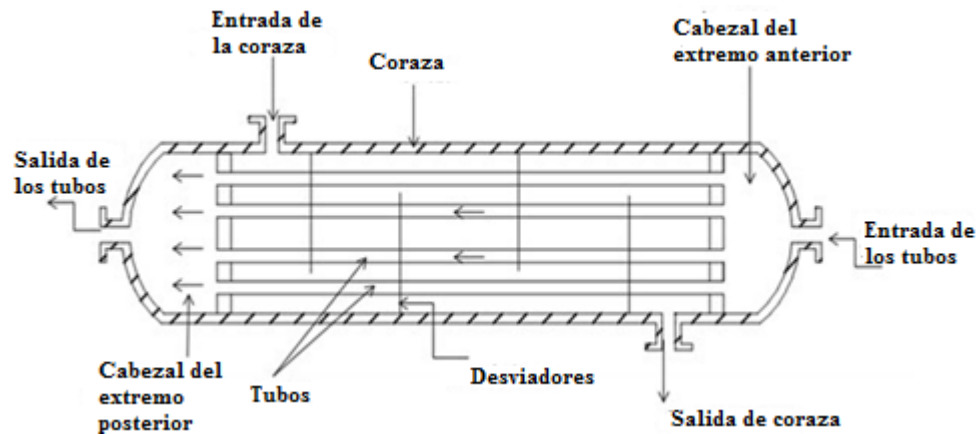


Figura 9. Estructura de un intercambiador de calor tubos y coraza [60].

2.17.2 Diseño de tubos

Para el diseño del haz tubular (conjunto de tubos paralelos, por los cuales circula agua o una mezcla de agua y vapor como se observa en la Figura 10), de un intercambiador de calor tubos y coraza es indispensable tomar en cuenta las presiones y temperaturas que este va a manejar, debido a que en la mayor parte de industrias están trabajando alrededor de 0.689 MPa, es por esta razón que se necesita un material normado y resistente al ambiente en el que se va a desenvolver, como lo son tubos normados por la ASME para dicho trabajo.



Figura 10. Haz tubular de un intercambiador de calor tubos y coraza [61].

Para tener una geometría adecuada del haz tubular se deben conocer las fórmulas apropiadas para el distanciamiento correcto de tubos como son:

$$P_d = \sqrt{\left(\frac{P_t}{2}\right)^2 + P_l^2} \quad (30)$$

Donde:

P_l : Distancia entre dos hileras consecutivas, [m].

P_t : Distancia transversal, [m].

P_d : Distancia diagonal, [m].

La ecuación tomada del libro de Bejan et al. [62] menciona una relación de cómo debe estar estructurado el haz tubular con una cierta relación de distancia, para así agilizar la transferencia de calor del fluido caliente al fluido frío.

De aquí es que se tiene la Figura 11 que es un gráfico ilustrativo de las distancias que se están hablando:

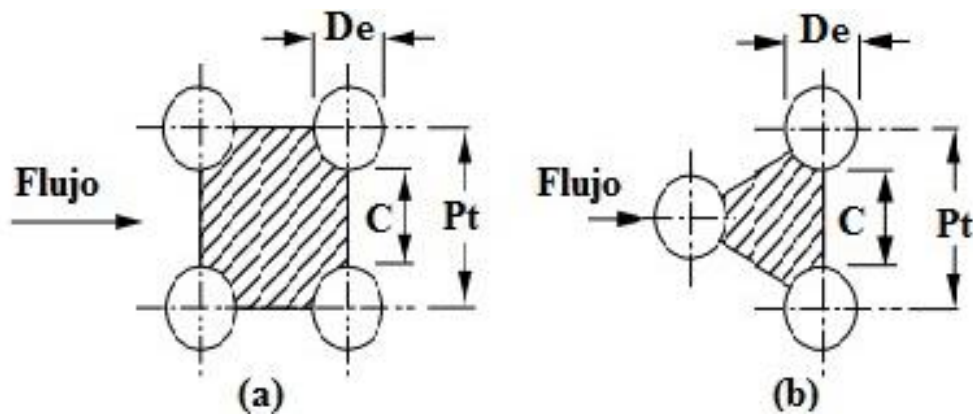


Figura 11. Disposiciones de tubos: (a) paso cuadrado; (b) paso triangular [63].

La distancia que se recomienda tener entre los centros de los tubos (P_t) es de 1,25 veces el diámetro exterior del tubo (De) y la distancia mínima entre tubos (C) debe ser 6.4 mm.

2.18 Propiedades del fluido

Como fluido principal se utilizará agua de la red, así como también, agua con aditivos o a su vez agua desmineralizada. Los aditivos más comunes que se suelen emplear son los anticongelantes, aunque a veces se pueden usar aditivos anticorrosivos [64].

Tabla 1. Propiedades del fluido primario [64].

Propiedades del fluido	Rango permitido
Salinidad del agua	<500 mg/l
Sales de calcio	<200 mg/l
dióxido de carbono	<500 mg/l
pH	5-9
Cloración	20-30 mg/l

2.19 Conclusiones del capítulo

Las ecuaciones que se presentan en este capítulo han sido obtenidas mediante una investigación analítica, además a manera de conclusión se estableció que el coeficiente de transferencia de calor por convección está relacionado directamente con los números de Reynolds, Prandtl y Nusselt.

Estas ecuaciones presentadas servirán como referencia para la simulación que se realiza en el presente documento, cabe mencionar que es necesario encontrar fórmulas matemáticas que se ajusten a las condiciones específicas del estudio en concreto en este caso del intercambiador de calor de tubos y coraza, debido a que los valores numéricos que se determinen se deben asemejar a los valores reales del proceso.

CAPÍTULO III

ANÁLISIS DEL CALENTAMIENTO DE AGUA HOSPITALARIA MEDIANTE UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS Y CORAZA

En este capítulo, se desenvolverá el análisis térmico del intercambiador de calor para el proceso de calentamiento de agua hospitalaria que permitirá estar al tanto del desempeño del intercambiador de calor. Se procederá a determinar el coeficiente convectivo de transferencia de calor tanto del agua, así como también el del vapor de agua para así obtener el coeficiente global de transferencia de calor y el área total de transferencia.

Consecutivamente se procederá al cálculo de la tasa de transferencia de calor, las pérdidas de calor que existen en el proceso de distribución del agua a los puntos de consumo.

3.1 Sistema de calentamiento de agua hospitalaria

El sistema presenta las siguientes características dentro del proceso de calentamiento de agua hospitalaria:

- El intercambiador de calor de tubos y coraza cuya geometría se muestran en la Figura 12 y 13 inicialmente contiene agua a temperatura ambiente, es decir, aproximadamente 14 °C y se pretende que el agua alcance una temperatura de 30 °C.
- El fluido base (agua) circula a través de los tubos del intercambiador gracias a la transferencia de calor esta debe ganar energía del fluido que circula por la carcasa, la tubería a emplearse debe tener ciertas características que favorezcan la transferencia de calor y a su vez permita soportar temperaturas y presiones necesarias que ocurrirán en el proceso.
- Por la coraza del intercambiador de calor transitará vapor de agua saturada gracias a la transferencia de calor esta entregará una parte de su energía al agua. Hay que tomar en cuenta que lo largo del proceso el vapor saturado por ningún motivo debe entra en contacto directo con el agua a temperatura ambiente.

- El vapor que circula dentro de la coraza del intercambiador de calor se obtendrá de una caldera, debido a la alta velocidad con la que entrará el vapor al intercambiador de calor se generará un mecanismo de transferencia de calor por convección forzada, además en las paredes de los tubos se generará una transferencia de calor por conducción, por último, el vapor cederá calor al fluido base que este caso es el agua.

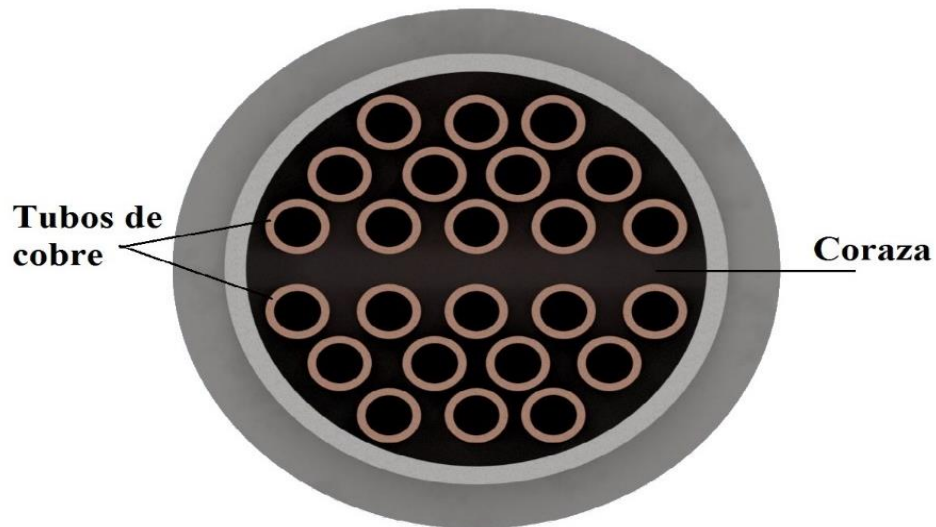


Figura 12. Vista frontal del intercambiador de calor.
Elaborado por: Christopher Acosta & Edison Ajala. Programa INVENTOR

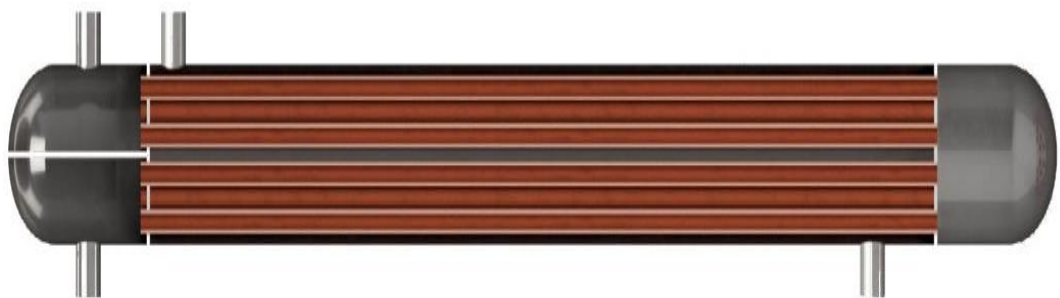


Figura 13. Vista lateral del intercambiador de calor.
Elaborado por: Christopher Acosta & Edison Ajala. Programa INVENTOR

3.2 Propiedades físicas del intercambiador de calor

Para un correcto diseño de un equipo térmico como lo es un intercambiador de calor es necesario que al momento de seleccionar los materiales estos cumplan con algunos requisitos básicos, estos deben tener presentar una correcta resistencia al medio y a ciertos parámetros de trabajo [65].

Los tubos internos del intercambiador de calor se diseñaron de cobre tipo K, debido a que por sus características es recomendable usar en equipos de tipo industrial, trasladando gases y líquidos en condiciones de grandes temperatura y presión [66]. En el Anexo 1 y la Tabla 2 se muestran las características de los tubos del intercambiador.

Tabla 2. Dimensiones de los tubos de cobre tipo K [45].

Tubo de cobre tipo K diámetro nominal ½ [plg]	
Parámetro	Detalle
Diámetro exterior [mm]	15.88
Diámetro interior [mm]	13.39
Espesor de pared [mm]	1.245
Flujo de área [m ²]	1.407x10 ⁻⁴
Conductividad térmica [W/m·K]	401

3.3 Propiedades térmicas del fluido base

Para el calentamiento del fluido base para uso hospitalario, las condiciones de entrada se puede considerar los siguientes aspectos generales, el agua ingresa al intercambiador a una temperatura inicial de 14 °C y se necesita que la temperatura del agua al terminar el proceso de calentamiento sea alrededor de 30 °C. Las propiedades térmicas del agua se presentan en la Tabla 3, estas corresponden a las temperaturas de 14, 30 °C y una temperatura promedio de 22 °C, los datos de la tabla fueron determinados a través el software Engineering Equation Solver (EES).

Tabla 3. Propiedades térmicas del fluido base [67].

Propiedades	14 °C	22 °C	30 °C
Densidad [kg/m ³]	999.2	997.6	996
Calor específico [J/kg·K]	4187	4181	4178
Conductividad térmica [W/m·K]	0.587	0.6016	0.615
Viscosidad dinámica [kg/m·s]	1.172x10 ⁻³	9.576x10 ⁻⁴	0.798x10 ⁻³

3.4 Propiedades térmicas del vapor de agua

Para determinar los valores iniciales del vapor de agua es necesario conocer las características de trabajo de la caldera las cuales se encuentran en el catálogo Boiler Book Anexo 2, se ha optado por trabajar con una caldera de vapor de marca Cleaver Brooks de 150 BHP, además algunas de las especificaciones se puntualizan en la Tabla 4. Cabe recalcar que las características de la caldera se presentaran sus unidades en el sistema ingles debido a que el fabricante trabaja mediante dicho sistema.

Tabla 4. Características técnicas de la caldera [68].

Características	Detalle
Marca	Cleaver Brooks
Presión operacional [psig]	15-250
Producción de vapor [lbm/h]	4313-5175
Superficie de calentamiento [ft ²]	459
Capacidad nominal [BHP]	150

Con las especificaciones de la caldera y tratando de apegarse a la realidad laboral y de diseño, se ha optado por trabajar con las siguientes condiciones iniciales: una presión de entrada de 35 psig o 241.317 kPa.

Mediante la aplicación informática TLV ToolBox [69] se logró determinar la temperatura de saturación de 138.12 °C del vapor de agua a una presión de entrada de 241.317 kPa, con estos datos obtenidos y gracias al software EES se determinó ciertas propiedades del vapor de agua que se muestran en la Tabla 5.

Tabla 5. Propiedades térmicas del vapor de agua [67].

Propiedades	138.12 °C
Densidad [kg/m ³]	1.876
Calor específico [J/kg·K]	2231
Conductividad térmica [W/m·K]	0.0298
Número de Prantl	1.0181
Viscosidad dinámica [kg/m·s]	1.358x10 ⁻⁵
Entalpia de vaporización [kJ/kg]	2150

3.5 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección interno del agua

Para ejecutar un cálculo adecuado del coeficiente convectivo interno de transferencia de calor se utiliza las propiedades del agua a ser calentada a una temperatura promedio, siendo la temperatura de 22 °C la temperatura promedio del proceso.

Se procede a determinar la velocidad a la que transita el agua a lo largo de los tubos del intercambiador, se conoce que el área de flujo es 1.407x10⁻⁴ m² (Tabla 2), además, se tiene como dato preliminar un flujo volumétrico es de 10 m³/h, resulta:

$$V = \frac{\dot{V}}{A}$$

$$V_{m,H_2O} = \frac{10[m^3/h] \cdot \frac{1[h]}{3600[s]}}{1.407 \times 10^{-4} [m^2] \cdot 12}$$

$$V_{m,H_2O} = 1.645 [m/s]$$

Conociendo la velocidad a la que circula el agua a lo largo de los tubos del intercambiador, se procede a determinar el número de Reynolds, Prandlt y Nusselt.

3.5.1 Número de Reynolds

Para saber si el fluido es turbulento o laminar es necesario el determinar el número de Reynolds que se obtiene mediante la Ecuación 4, para el cálculo es necesario conocer

ciertas propiedades térmicas como: la densidad del fluido, viscosidad dinámica que se encuentran en la Tabla 3, el diámetro interno de los tubos del intercambiador se encuentra en la Tabla 2, de donde se obtiene el siguiente resultado:

$$R_e = \frac{\rho \cdot v_{m,H_2O} \cdot D}{\mu}$$

$$R_e = \frac{997.6 \text{ [kg/m}^3\text{]} \cdot 1.6452 \text{ [m/s]} \cdot 0.01339 \text{ [m]}}{9.576 \times 10^{-4} \text{ [kg/m} \cdot \text{s]}}$$

$$R_e = 22949$$

Con lo antes mencionando en el anterior capítulo R_e mayor a 10000, se tiene que el agua es un fluido turbulento y está completamente desarrollado.

3.5.2 Número de Prandlt

Para determinar la relación de momento y difusividades térmicas de un fluido es necesario calcular el número adimensional de Prandlt.

Para encontrar el número de Prandlt se utilizará la Ecuación 5 descrita en el anterior capítulo, además, es necesario conocer algunas propiedades térmicas del agua, por ejemplo, el calor específico, viscosidad dinámica y conductividad térmica, estos valores se encuentran en la Tabla 3.

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{K_{f,H_2O}}$$

$$Pr = \frac{4181.2 \text{ [J/kg} \cdot \text{K]} \cdot 9.576 \times 10^{-4} \text{ [kg/m} \cdot \text{s]}}{0.6016 \text{ [W/m} \cdot \text{K]}}$$

$$Pr = 6.655$$

3.5.3 Número de Nusselt

Ponce & Martínez [70] mencionan que, el método más ideal para conocer si existe un incremento de la transferencia de calor a partir de una superficie que se encuentra en contacto con un fluido térmico es mediante el cálculo del número de Nusselt.

Conociendo que por los tubos se tendrá un flujo turbulento completamente desarrollado y las propiedades para $0.7 \leq Pr \leq 160$; $Re > 10000$, se procede a utilizar la Ecuación 7 descrita en el capítulo anterior.

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n$$

Dónde: $n = 0,4$ debido a que el fluido que se desplaza en el interior de los tubos tendrá un aumento de temperatura.

$$Nu = 0.023 \cdot 22949.4129^{0.8} \cdot 6.6554^{0.4}$$

$$Nu = 151.2$$

3.5.4 Coeficiente de transferencia de calor convectivo interno del agua

Para encontrar el coeficiente de transferencia de calor por convección se emplea la Ecuación 6 definida en el capítulo anterior para esto es indispensable conocer el número adimensional de Nusselt que se determinó anteriormente, además, de la conductividad térmica su valor se encuentra en la Tabla 3 y el diámetro interno del tubo que se lo consigue de la Tabla 2.

$$Nu = \frac{h_i \cdot D}{K_{f,H_2O}}$$

$$h_i = \frac{Nu \cdot K_{f,H_2O}}{D}$$

$$h_i = \frac{151.2219 \cdot 0.6016 \text{ [W/m} \cdot \text{K]}}{0.01339 \text{ [m]}}$$

$$h_i = 6794.2 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]}$$

3.6 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del vapor

Con el propósito de realizar correcto análisis del coeficiente de transferencia de calor por convección del vapor de agua saturada, se tomará la temperatura de ingreso a la carcasa del intercambiador de calor de 138.12°C y posterior a esto se procederá a determinar los números adimensionales de Reynolds, Prandlt y Nusselt. Además, es necesario conocer ciertas propiedades del vapor de agua, las cuales están descritas en

la Tabla 5. También es necesario conocer ciertas dimensiones de la coraza estos valores se encuentran en el Anexo 3, conjuntamente están definidas en la Tabla 6.

Tabla 6. Dimensiones de la coraza de acero [45].

Tubo de acero diámetro nominal 6 [plg]	
Parámetro	Detalle
Diámetro exterior [mm]	168.3
Diámetro interior [mm]	154.1
Espesor de pared [mm]	7.11
Flujo de área [m ²]	1.864x10 ⁻²
Conductividad térmica [W/m·K]	41

3.6.1 Número de Reynolds

Para encontrar el valor de Reynolds en el lado de la coraza, es necesario determinar el diámetro hidráulico que le corresponde a la coraza. El cual se calcula mediante la Ecuación 31.

$$D_h = \frac{4 \text{ (área de flujo libre)}}{\text{perímetro mojado}} \quad (31)$$

$$D_h = \frac{4 ((1.864 \times 10^{-2}) - (24 \cdot 1.9806 \times 10^{-4}))}{(\pi \cdot 0.1541) + (\pi \cdot 0.01588 \cdot 24)}$$

$$D_h = 0.0330 \text{ [m]}$$

Una vez que ya se determinó el valor del diámetro hidráulico y conociendo que la velocidad del vapor en el lado de la coraza tiene un valor de 30 [m/s], se pasa a hallar el valor correspondiente al número de Reynolds utilizando la Ecuación número 4, se tiene que:

$$R_e = \frac{\rho \cdot v_{m,vapor} \cdot D_h}{\mu}$$

$$Re = \frac{1.8769 \text{ [kg/m}^3] \cdot 30 \text{ [m/s]} \cdot 0.033034 \text{ [m]}}{1.3584 \times 10^{-5} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot \text{s} \right]}$$

$$Re = 136929$$

3.6.2 Número de Nusselt

Para encontrar el valor de Nusselt en el lado de la coraza, hay que tener en cuenta que este tiene una relación directa con los números adimensionales de Reynolds antes calculado y también del número de Prandtl que se encuentra en la Tabla 5.

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n$$

Donde: $n = 0,3$ debido a que el fluido que se desplaza en el interior de la coraza tendrá una pérdida de calor en el proceso.

$$Nu = 0.023 \cdot 136929.14^{0.8} \cdot 1.01812^{0.3}$$

$$Nu = 297.3$$

3.6.3 Coeficiente de transferencia de calor convectivo del vapor

Haciendo uso de la Ecuación número 6 definida en el anterior capítulo se podrá hallar el valor del coeficiente de transferencia de calor convectivo en la parte de la coraza, que resulta:

$$Nu = \frac{h_o \cdot Dh}{K_{f,vapor}}$$

$$h_o = \frac{Nu \cdot K_{f,vapor}}{Dh}$$

$$h_o = \frac{297.3474 \cdot 0.02985 \text{ [W/m} \cdot \text{K]}}{0.033034 \text{ [m]}}$$

$$h_o = 268.7 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]}.$$

3.7 Análisis térmico de energía calorífica

Todo el volumen de agua que pasa a través los tubos del intercambiador de calor requiere cierta cantidad de calor concreta para aumentar su temperatura, se necesita determinar el flujo de calor que requiere el fluido base para acrecentar su temperatura de 14 °C a 30 °C. Para la resolución del flujo másico del agua, se necesita conocer el valor tanto del flujo volumétrico y así como también la densidad del agua este valor se adquiere de la Tabla 3. Este valor es importante para realizar un balance de energía el cual se lo realizará más adelante.

$$\dot{m}_c = \dot{V}_{H_2O} \cdot \rho$$

Conociendo que: $\dot{V}_{H_2O} = 10 \text{ m}^3/\text{h}$, resulta:

$$\begin{aligned}\dot{m}_c &= 10[\text{m}^3/\text{h}] \cdot \frac{1[\text{h}]}{3600[\text{s}]} \cdot 997.6 [\text{kg}/\text{m}^3] \\ \dot{m}_c &= 2.771 [\text{kg}/\text{s}]\end{aligned}$$

Entonces usando la Ecuación 24, resulta:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_c &= \dot{m}_c \cdot C_{p,c} (T_{c,\text{sal}} - T_{c,\text{ent}}) \\ \dot{Q}_c &= 2.7711 [\text{kg}/\text{s}] \cdot 4181.2 [\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}] \cdot (303 - 287) [\text{K}] \\ \dot{Q}_c &= 185.4 [\text{KW}]\end{aligned}$$

3.8 Balance de energía

El valor de la temperatura de salida del vapor se lo determina realizando un balance de energía debido a que este circula a través del entorno y del sistema, este proceso se divide en dos etapas debido a que una parte del vapor presentará un cambio de fase, en primer lugar, se debe determinar el valor de la parte del estado que se encuentra en forma gaseosa, consecuentemente se procede a determinar la parte que se condensa, inducida por el calor latente. Se debe tener presente que no todo el vapor de agua se condensara por lo cual se debe establecer un porcentaje de flujo másico de vapor y de vapor condensado mediante la aplicación TLV ToolBox.

3.8.1 Tasa de transferencia de calor del vapor en estado gaseoso

Empleando la Ecuación 19 descrita en el capítulo anterior, se procede a realizar el cálculo de la razón de capacidad calorífica del vapor cuándo se encuentra en fase gaseosa.

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p_h}$$

Se necesita conocer el flujo másico del vapor que pasa por la coraza.

Para determinar el valor del flujo másico que circula por dentro de la coraza es necesario conocer la densidad del vapor valor que se encuentra en la Tabla 5, así como también el caudal el cual se establece con la velocidad a la que entra el vapor en la coraza.

Conociendo que la velocidad del vapor en el lado de la coraza tiene un valor de 30 [m/s] y el área de flujo se encuentra en la Tabla 6, resulta:

$$\begin{aligned}\dot{V}_{\text{vapor}} &= A \cdot V \\ \dot{V}_{\text{vapor}} &= ((1.864 \times 10^{-2} [\text{m}^2] - (24 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.01588^2)) \cdot 30 [\text{m/s}] \\ \dot{V}_{\text{vapor}} &= 0.417 [\text{m}^3/\text{s}]\end{aligned}$$

Con lo que se puede determinar el flujo másico interno de la coraza.

$$\begin{aligned}\dot{m}_h &= \dot{V}_{\text{vapor}} \cdot \rho \\ \dot{m}_h &= 0.4166 [\text{m}^3/\text{s}] \cdot 1.8768 [\text{kg}/\text{m}^3] \\ \dot{m}_h &= 0.782 [\text{kg}/\text{s}]\end{aligned}$$

Una vez hallado el resultado del flujo másico del vapor de agua dentro de la carcasa, se puede determinar la razón de capacidad calorífica del vapor. En este punto es necesario mencionar que el vapor que no se condensará será el 85 % del flujo másico total.

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p_h}$$

$$C_h = 0.85 \cdot 0.7819[\text{kg/s}] \cdot 2231.404[\text{J/kg} \cdot \text{K}]$$

$$C_h = 1483 [\text{W/K}]$$

3.8.2 Tasa de transferencia de calor del vapor por calor latente

En Cuando el vapor saturado entra en contacto con una superficie que se encuentra a menor temperatura este experimenta un cambio de fase al estado líquido este fenómeno es conocido como condensación. En vario procesos de transferencia donde se emplea vapor saturado ocurre este fenómeno [71].

Para que un líquido experimente el proceso de condensación necesita que la energía que interviene en el proceso sea muy grande. El calor latente es la energía que es expulsada o consumida durante el proceso de cambio de fase [15].

El flujo de calor por condensación se representa de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{V-L} = \dot{m}_h \cdot h_{fg}$$

Cabe recalcar que solo el 15 % del flujo másico total del vapor pasara por un proceso de condensación.

$$\dot{Q}_{V-L} = 0.15 \cdot 0.7819[\text{kg/s}] \cdot 2150.452[\text{KJ/kg}]$$

$$\dot{Q}_{V-L} = 252.3 [\text{KJ/s}]$$

3.8.3 Tasa de transferencia de calor en el lado caliente

Por consiguiente, el calor total en el lado caliente se obtiene en función de la temperatura de salida en el lado de la coraza y resulta de la suma de las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_{V-L} - C_h (T_{h,ent} - T_{h,sal})$$

$$\dot{Q}_h = 252333.0478 [\text{J/s}] - 1483.0245 [\text{W/K}] \cdot (411.12 - T_{h,sal})$$

Consecuentemente, se efectúa un balance de energía entre el lado caliente y el lado frío del intercambiador y se puede determinar la temperatura a la que abandona el fluido caliente el intercambiador.

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c$$

Entonces, reemplazando valores:

$$185384.373 \text{ [W]} = 252333.047 \text{ [J/s]} - 1483.0245 \text{ [W/K]} \cdot (411.12 - T_{h,sal})[\text{K}]$$

$$T_{h,sal} = 92.98 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

3.9 Coeficiente global de transferencia de calor

Para encontrar el valor del coeficiente global de transferencia de calor es necesario conocer ciertas características térmicas de los tubos del intercambiador de calor, para el desarrollo de los cálculos se requiere conocer el valor de la conductividad térmica del material de los tubos (Tabla 2) y conociendo los coeficientes convectivos de la coraza y de los tubos que ya han sido calculados, se procede a determinar el parámetro U, para poder determinar este valor se hará uso de la Ecuación 14. Este parámetro resulta:

$$U = \frac{1}{\frac{A_s}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln(D_e/D)}{2 \cdot \pi \cdot k_{\text{cobre}} \cdot L} \cdot A_s + \frac{A_s}{h_o \cdot A_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{6794.2565 \cdot \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot \text{K}\right]} + \frac{0.0158 \cdot \ln\left(\frac{0.0158[\text{m}]}{0.0133[\text{m}]}\right)}{2 \cdot 401 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}} \cdot \text{K}\right]} + \frac{1}{268.698[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]}}$$

$$U = 258.3 \text{ [W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$$

La Ecuación 15 en conjunto con las ecuaciones deducibles de la Figura 7 para este caso de estudio ayudaran determinar el parámetro LMTD, teniendo que:

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal}$$

$$\Delta T_1 = 138.12 \text{ [}^\circ\text{C]} - 30 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta T_1 = 108.1 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Y, también:

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent}$$

$$\Delta T_2 = 92.9766 \text{ [}^\circ\text{C]} - 14 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta T_2 = 78.98 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Entonces el valor de parámetro LMTD, resulta:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{108.12 \text{ [}^\circ\text{C]} - 78.9766 \text{ [}^\circ\text{C]}}{\ln (108.12 \text{ [}^\circ\text{C]} / 78.9766 \text{ [}^\circ\text{C]})}$$

$$\Delta T_{ml} = 92.79 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

El factor de corrección F, que se utiliza en los intercambiadores de calor de tubos y coraza, de un paso a través la coraza y dos pasos por los tubos, se lo encuentra haciendo uso de la Figura 8, Esta figura se encuentra en función de los parámetros R y P cuyos valores de estos parámetros se los obtiene a partir de las Ecuaciones 17 y 18 respectivamente, resultando:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$P = \frac{30 \text{ [}^\circ\text{C]} - 14 \text{ [}^\circ\text{C]}}{138.12 \text{ [}^\circ\text{C]} - 14 \text{ [}^\circ\text{C]}}$$

$$P = 0.129$$

Y a su vez la relación de la tasa de capacidad calorífica R:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$R = \frac{138.12 [^{\circ}\text{C}] - 92.9766 [^{\circ}\text{C}]}{30 [^{\circ}\text{C}] - 14 [^{\circ}\text{C}]}$$

$$R = 2.822$$

En la Figura 8 presentada anteriormente, se puede apreciar que el valor aproximado de corrección para el parámetro F es de 1.

Cuando en la temperatura de un sistema existe una variación, la misma que se encuentra en constante contacto con un ambiente que está a una mayor temperatura, cederá cierta parte de calor desde el medio de la coraza hacia el sistema, este valor se lo adquiere mediante la Ecuación 16.

$$\dot{Q} = U \cdot A_s \cdot F \cdot \Delta T_{ml}$$

Una vez que se determinó la cantidad de energía que requiere el agua para realizar el proceso de transferencia de calor, además, de haber encontrado el valor del coeficiente global que necesita el sistema, se puede hallar el área total donde ocurrirá la transferencia de calor, realizando un despeje de la Ecuación 16, así se tiene:

$$A_s = \frac{\dot{Q}}{U \cdot F \cdot \Delta T_{ml}}$$

$$A_s = \frac{185384.3731 \text{ [W]}}{258.2504 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K}] \cdot 1 \cdot 365.7867 \text{ [K]}}$$

$$A_s = 1.962 \text{ [m}^2\text{]}$$

3.10 Tiempo de calentamiento

El tiempo que requiere el agua para ser calentada, se lo puede determinar si se conoce la cantidad de energía calórica que necesita el agua para incrementar su temperatura de 14 °C a 30 °C a través de la Ecuación 26, además, es necesario conocer ciertas propiedades del agua que se encuentran detalladas en la Tabla 3.

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Es necesario conocer la masa del volumen de agua y así conocer la cantidad de calor concreta para elevar la temperatura, de manera que resulta:

$$m = \bar{V} \cdot \rho$$

Donde: \bar{V} es el volumen total del agua.

Entonces haciendo uso de la Ecuación 26, la cantidad de energía calórica que demandará el proceso de calentamiento es de:

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$Q = 10 \text{ [m}^3\text{]} \cdot 997.6 \text{ [kg/m}^3\text{]} 4181.2 \text{ [J/kg} \cdot \text{K]} \cdot (30 - 14) \text{ [K]}$$

$$Q = 667386 \text{ [KJ]}$$

Después de haber determinado la cantidad de energía que necesitara el volumen total de agua para efectuar el proceso de transferencia de calor, y también la tasa de transferencia de calor, se puede calcular el tiempo estimado que toma el proceso en calentar el agua sanitaria para un hospital por medio de la Ecuación 27.

$$\dot{Q} = \frac{Q}{t}$$

$$t = \frac{667386419.2 \text{ [J]}}{185384.373 \text{ [J/s]}}$$

$$t = 1.0 \text{ [h]}$$

3.11 Cálculo de la eficiencia del intercambiador

De acuerdo con la literatura [72], [73], los buenos intercambiadores de calor tienen una eficiencia del 60 a 85 %. La eficiencia se puede definir como la relación entre la transferencia de calor real y la transferencia de calor máxima que se puede obtener. Para determinar la transferencia de calor máxima se empleará la Ecuación 28.

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{h,\text{ent}} - T_{c,\text{ent}})$$

$$\dot{Q}_{\max} = 1744.7348 \text{ [W/K]}(411.12 - 287) \text{ [K]}$$

$$\dot{Q}_{\max} = 216.6 \text{ [KW]}$$

Una vez que se determina la transferencia de calor máxima y conociendo el valor de la transferencia de calor real se procede a encontrar el valor de la eficiencia del intercambiador de calor para ello se emplea la Ecuación 29.

$$\eta_{\text{int}} = \frac{\dot{Q} \text{ [W]}}{\dot{Q}_{\max} \text{ [W]}}$$

$$\eta_{\text{int}} = \frac{185384.3731 \text{ [W]}}{216556.483 \text{ [W]}}$$

$$\eta_{\text{int}} = 85.61 \%$$

3.12 Sistema de distribución del agua caliente

El agua caliente a 30 °C que se obtiene a la salida del intercambiador de calor se dispensará al hospital mediante un sistema de distribución que contará con una tubería de acero y una bomba centrífuga antes del ingreso de agua al intercambiador.

Para determinar la razón de pérdida de calor es necesario conocer las características de la tubería por donde pasará el agua caliente que se obtiene del intercambiador de calor. Las características se las encuentra en el Anexo 3 y algunas de ellas están descritas en la Tabla 7.

Se debe tener en cuenta que no debe existir una gran pérdida de calor en el sistema de distribución para que así el agua llegue a la temperatura deseada a los ocupantes del hospital. Por eso es necesario que la tubería de distribución este recubierta por un aislante térmico en este caso se optó por la lana de vidrio de espesor de 25.4 mm.

Tabla 7. Dimensiones de la tubería de distribución [45].

Tubo de acero diámetro nominal 1 [plg]	
Parámetro	Detalle
Diámetro exterior [mm]	33.4
Diámetro interior [mm]	26.6
Espesor de pared [mm]	3.38
Flujo de área [m ²]	55.74x10 ⁻⁴
Conductividad térmica [W/m·K]	41

Además, para establecer y hacer un análisis adecuado en el sistema de distribución del agua es necesario seleccionar una bomba centrífuga de acuerdo con el caudal que se va a trabajar en este caso se tendrá un caudal máximo de 10 [m³/h].

Las características de la bomba centrífuga seleccionada se encuentran en el Anexo 4, además se delimitan en la Tabla 8.

Tabla 8. Características técnicas de la bomba centrífuga [74].

Características	Detalle
Marca	VOGT
Modelo	n=2900 1/min Serie N 610
Caudal [m ³ /h]	10
Altura manométrica [m]	15
Eficiencia [%]	61
Potencia [KW]	0.65

3.12.1 Cálculo de la razón de pérdida de calor en el sistema de distribución

Para hallar el valor correspondiente a la razón de pérdida de calor, es sumamente necesario conocer cuál es la longitud total de la tubería, a parte, se necesita saber la red de resistencia total que existe en el sistema mediante la Ecuación 10. El sistema propuesto tiene una longitud total de tubería de 28 m.

$$R = R_{\text{conv},i} + R_{\text{cond}} + R_{\text{conv},o} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{R_{f,o}}{A_o}$$

En este caso en particular se tendrá dos resistencias por conducción que se determinan mediante la Ecuación 2 y una resistencia por convección que se establece empleando la Ecuación 8 descrita en el capítulo anterior. Por tratarse de un diseño nuevo las resistencias por ensuciamiento no serán tomadas en cuenta ya que son despreciables. Entonces, se tiene:

$$R = R_{\text{conv},i} + R_{\text{cond,acero}} + R_{\text{cond,aislante}}$$
$$R = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln(D_e/D)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{\ln(D_e + 2e/D_e)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L}$$

Para encontrar el coeficiente convectivo de transferencia de calor a través de la tubería de distribución, se necesita hallar los valores de Reynolds y Nusselt. Tal como se procedió en el apartado 3.5.1 y 3.5.3; resultando el parámetro de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho \cdot v_m \cdot D}{\mu}$$
$$Re = \frac{996 \text{ [kg/m}^3\text{]} \cdot 4.9834 \text{ [m/s]} \cdot 0.0266 \text{ [m]}}{0.000798 \text{ [kg/m} \cdot \text{s]}}$$
$$Re = 165448.88$$

Por ende, el parámetro de Nusselt resulta:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n$$
$$Nu = 0.023 \cdot 165448.88^{0.8} \cdot 6.14^{0.3}$$

$$Nu = 593.07472$$

Finalmente, se hace uso de la Ecuación 6 que se estableció en capítulo anterior, para poder encontrar el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección, resultando así que:

$$Nu = \frac{h_i \cdot D}{K_{f,H_2O}}$$

$$h_i = \frac{Nu \cdot K_{f,H_2O}}{D}$$

$$h_i = \frac{593.07472 \cdot 0.615 \text{ [W/m} \cdot \text{K]}}{0.0266 \text{ [m]}}$$

$$h_i = 13712.0659 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]}$$

A continuación, con el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección ya obtenido, se procede a establecer el valor de la red de resistencia total existente en el sistema.

$$R = \frac{1}{13712.0659 \cdot \pi \cdot 0.0266 \cdot 28} + \frac{\ln(33.4/26.6)}{2 \cdot \pi \cdot 41 \cdot 28} + \frac{\ln(84.2/33.4)}{2 \cdot \pi \cdot 0.043 \cdot 28}$$

$$R = 0.12229 \text{ [}^{\circ}\text{C /W]}$$

Una vez que se determina la red de resistencia total del sistema, se procede a calcular la razón de pérdida, de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{H_2O} - T_{\infty}}{R}$$

La temperatura promedio del ambiente de Quito rodea los 19 °C, entonces:

$$\dot{Q} = \frac{30 \text{ [}^{\circ}\text{C]} - 19 \text{ [}^{\circ}\text{C]}}{0.12229 \text{ [}^{\circ}\text{C /W]}}$$

$$\dot{Q} = 89.95 \text{ [W]}$$

3.13 Cálculo del radio crítico del aislante

Para que un aislante térmico cumpla apropiadamente su función en una tubería de distribución de agua caliente de impedir que el agua se de parte de su calor al ambiente es necesario determinar que el radio crítico sea menor al radio externo de la tubería. El radio crítico de la tubería está delimitado bajo la Ecuación 11 donde, además, de conocer el valor de la conductividad térmica del aislante lana de vidrio de 0.043 W/m·K. Se necesitará conocer el coeficiente externo de transferencia de calor convectivo del ambiente a la cual está expuesta la tubería de distribución.

El coeficiente de transferencia de calor por convección natural del aire se encuentra entre los 5-25 W/K·m² [75]. En este caso se asumirá que el coeficiente de transferencia de calor en la ciudad de Quito es de 15 W/K·m²

$$r_{cr} = \frac{k_{ais}}{h}$$

$$r_{cr} = \frac{0.043 \text{ [W/m} \cdot \text{K]}}{15 \text{ [W / m}^2 \cdot \text{K]}}$$

$$r_{cr} = 2.8667 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$r_2 > r_{cr}$$

$$0.042 \text{ [m]} > 2.8667 \times 10^{-3}$$

Por lo tanto, el aislante trabaja de una manera adecuada en la tubería de distribución.

3.14 Conclusiones del capítulo

En el presente capítulo se procedió a la revisión de las ecuaciones de diseño para un intercambiador de calor de tubos y coraza, siendo de gran importancia el escogimiento del material y geometría, para que exista una mejor transferencia de calor en el proceso.

A partir del cálculo analítico los resultados obtenidos de una eficiencia del 85.6 % por parte del intercambiador, se puede establecer que el diseño y dimensionamiento trabajaran de una manera adecuada al momento del calentamiento de agua hospitalaria.

Por otra parte, los resultados conseguidos muestran que la razón de pérdida de calor obtenida $\dot{Q} = 89.95 \text{ [W]}$ en el sistema de distribución, expone el correcto aislamiento de la tubería para que la temperatura del agua llegue en condiciones correctas al consumidor.

CAPÍTULO IV

SIMULACIÓN Y PRESENTACIÓN DE LOS RESULTADOS DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO DE AGUA HOSPITALARIA

El presente capítulo muestra e interpreta los resultados obtenidos mediante la simulación numérica del software ANSYS Fluent del calentamiento de agua por medio de un intercambiador de calor a través de diferentes escenarios, para obtener resultados numéricos variando ciertos parámetros del estudio, las variables de temperatura, presión y velocidad son las que priman en este capítulo, los cuales serán cotejados entre sí y con la parte metódica del capítulo anterior. Por otro lado, se realizan varias simulaciones de la tubería de distribución, que contienen el agua de uso sanitario.

4.1 Diseño del sistema de calentamiento de agua hospitalaria

El sistema de calentamiento consta de dos elementos: un intercambiador de calor tubos y coraza, además del sistema distribución de agua caliente hacia los puntos de consumo de un hospital de una planta.

La primera etapa para calentar el agua se realiza a través de transferencia de calor, dicha transferencia se lleva a cabo en el intercambiador de calor. El intercambiador está conformado por dos sistemas, uno frío y uno caliente, el sistema frío será alimentado por una bomba y el sistema caliente estará conectado a una línea de vapor generado por una caldera.

La siguiente etapa del proceso consta de una sección de tuberías, correctamente aisladas, que no permite que el agua proveniente del intercambiador pierda energía y llegue al punto de consumo con la temperatura deseada.

Para realizar el diseño de ambos sistemas se utilizó el software AUTODESK INVENTOR, que facilita el proceso de modelado, en la Figura 14 se muestra el diseño del intercambiador de calor de tubos y coraza



Figura 14. Diseño del intercambiador de calor.
Elaborado por: Christopher Acosta & Edison Ajala. Programa INVENTOR

En el grafico del diseño del intercambiador de calor se puede observar el número de tubos y la disposición que ellos tienen para realizar el proceso de calentamiento mediante la transferencia de calor, además, se muestran las entradas de agua y de vapor, así como también sus salidas.

En la Figura 15 se muestra el diseño de la tubería de distribución del agua hospitalaria.



Figura 15. Diseño de la tubería de distribución.
Elaborado por: Christopher Acosta & Edison Ajala. Programa INVENTOR

La tubería de distribución del agua hospitalaria es de acero de una pulgada de diámetro nominal que transformando al sistema internacional da un valor de 25.4 mm, la longitud total es de 28 m, además, es necesario recalcar que la tubería está debidamente aislada con fibra de vidrio de una pulgada para evitar altas pérdidas de calor y que el agua no llegue en las condiciones deseadas.

4.1.1 Geometría del intercambiador de calor

La geometría del intercambiador fue elegida basada en el espacio físico de la casa de máquinas de un hospital, además que al ser una opción más viable económicamente y por ser más sencillo realizar mantenimiento, se ha procedido a seleccionar un intercambiador de tubos y coraza. Dicho intercambiador no consta de curva de retorno al final de los tubos de vapor, esto permite reducir costos de producción de dicho equipo y mejora su maniobrabilidad al momento de desarmarlo y transportarlo.

4.2 Modelos que participan en la simulación

El software ANSYS provee métodos o modelos de interpretación de datos que se pueden emplear dependiendo de los fenómenos físicos que se encuentren en el modelo, por esta razón para el lapso de calentamiento de agua específicamente se efectuaron los siguientes:

- Multifásico
- Energía
- Viscosidad

El modelo multifásico supone la conducta física de los fluidos que experimentan en la trayectoria del estudio, siendo el caso de un intercambiador de calor en donde debe hallarse un cambio de fase de vapor a condensado, debido a que el vapor entrega mucha energía al fluido a calentarse, el modelo multifásico presenta varias opciones para el análisis, este documento se centra en el uso del Eulerian model.

El Eulerian model es el modelo más completo, debido a su grado de complejidad, de los modelos que presentan varias fases de ANSYS Fluent. Resuelve un sistema organizado de ecuaciones de impulso y continuidad para cada aspecto. La adaptación

se logra mediante los coeficientes de permuta de interfase y presión. La manera en que se trata esta adaptación depende del tipo de fases involucradas. Los flujos granulares (líquido-sólido) se tratan de diferente manera a flujos no granulares (líquido-líquido). Para flujos granulares, las características se adquieren mediante la aplicación de la teoría cinética [38].

4.3 Aplicación de modelos

El software ANSYS trabaja con distintas ecuaciones, las cuales rigen la manera de presentar los análisis numéricos, basando en el método de elementos finitos, el cual permite reducir el modelo en pequeñas partes que permiten entender mejor el comportamiento de este.

4.3.1 Ecuación de la continuidad

Es también llamada correlación de conservación de masa, se interpreta como el aumento y decremento de masa que sucede en la transición de fase tomando en cuenta el principio de conservación de la masa [38] .

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \mathbf{v}_q) = \sum_{p=1}^n (m_{pq} m_{qp}) + S_q \quad (32)$$

4.3.2 Ecuación de conservación de momento

Este balance de momento utiliza ecuaciones que se desarrollan en las fases de simulación que se interpretan de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q \cdot \vec{v}_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \cdot \vec{v}_q \vec{v}_q) = & -\alpha_q \nabla p + \nabla \bar{\tau}_q + \alpha_q \rho_q \vec{g} \\ & + \sum_{p=1}^n (\vec{R}_{pq} + \dot{m}_{pq} \vec{v}_{pq} - \dot{m}_{qp} \vec{v}_{qp}) \\ & + (\vec{F}_q + \vec{F}_{\text{lift},q} + \vec{F}_{\text{wl},q} + \vec{F}_{\text{vm},q} + \vec{F}_{\text{td},q}) \end{aligned} \quad (33)$$

Se resuelve una única ecuación de momento en el dominio y la gama resultante de velocidad se distribuye entre las fases [38].

4.3.3 Ecuación de conservación de la energía

Es necesario interpretar la conservación de energía en aplicaciones multifásicas eulerianas, es posible utilizar una ecuación de entalpía separada para cada fase.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q h_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{u}_q h_q) = & \alpha_q \frac{\partial \rho_q}{\partial t} + \bar{\tau}_q : \nabla \vec{u}_q - \nabla \vec{q}_q \\ & + S_q + \sum_{p=1}^n (Q_{pq} + \dot{m}_{pq} h_{pq} - \dot{m}_{qp} h_{qp}) \end{aligned} \quad (34)$$

Donde h_q es la entalpía específica de la q^{va} fase, \vec{q}_q es el flujo de calor, S_q es una variable fuente que incluye entalpía, Q_{pq} es el vigor del intercambio de calor que involucra las fases q^{va} y p^{va} , y h_{pq} representa la entalpía entre fases. El intercambio de calor entre fases tiene que obedecer la condición de balance $Q_{pq} = -Q_{qp}$ y $Q_{qq}=0$ [38].

4.3.4 Modelos de turbulencia

Según el escenario que presente el fluido, es necesario incluir un modelo de turbulencia. Los modelos comúnmente empleados son conocidos como: “modelos de dos condiciones”; debido a que presentan una relación adecuada entre consumo computacional y confiabilidad de resultados. Estos modelos expresan las magnitudes de longitud y velocidad usando dos premisas distintas, por ende, su nomenclatura. En este conjunto de modelos de turbulencia existen dos ejemplares primordiales: $k-\varepsilon$ y $k-\omega$. En los dos casos se usa la teoría de una pendiente de dispersión con el fin de que interactúen los esfuerzos de Reynolds con la velocidad media y la viscosidad turbulenta. Se plantea la viscosidad turbulenta como el resultado de la multiplicación entre la velocidad turbulenta y la escala de longitud turbulenta [76] .

El modelo $k-\varepsilon$ RNG fue el resultado de usar un sistema completo de características (llamado hipótesis de agrupamiento de renormalización). Es similar al modelo $k-\varepsilon$ estándar, no obstante, incluye los parámetros adjuntos [38]:

- El modelo RNG maneja una variable complementaria ε con el fin de mejorar principalmente la precisión de los flujos de tiempo de manera más ágil.

- En la turbulencia se incorpora el impacto del giro al modelo RNG, lo que optimiza la exactitud del flujo de giro.
- La hipótesis RNG proporciona de la manera detallada una fórmula dedicada a los números de Prandtl turbulentos, por otro lado, el estándar usa cualidades presentadas por el usuario.
- Se conoce que modelo k- ϵ estándar presenta altos impactos en el número de Reynolds, por otra parte, la teoría RNG brinda una fórmula diferencial hallada de manera científica de la viscosidad efectiva dada al modelo. Sin embargo, el uso exitoso de dicha variable está fundamentado en un tratamiento adecuado de la región cercana a la pared.

Las presentes características permiten que el modelo k- ϵ RNG sea más exacto y confiable para flujos de una mayor variedad a diferencia del modelo k- ϵ estándar.

El modelo de turbulencia k- ϵ RNG proviene de las ecuaciones planteadas por Navier-Stokes, usando un método matemático conocido como métodos de “grupo de renormalización” (RNG). A partir de la ramificación analítica se obtiene un modelo con constantes diferentes de las del modelo k- ϵ estándar, además de términos y funciones en las ecuaciones de movimiento para k y ϵ [38].

4.3.5 Método de discretización por volúmenes finitos

Este método es un medio de discretización para la simulación numérica de diferentes clases de normas conservativas. Ha sido empleado en el intercambio de calor y masa, la ingeniería petrolera o mecánica de fluidos. También puede ser aplicada en geometrías arbitrarias, utilizando mallado estructural o no estructural que llevan a esquemas fuertes. La protección cercana de los flujos numéricos es un elemento añadido, en otras palabras, el flujo numérico se mantiene desde una celda de discretización hasta su siguiente. Esta propiedad permite que el método de volumen finito sea sumamente llamativo al momento de modelar problemas con flujo importante, como en mecánica de flujo, transferencia de masa y calor. El método de volúmenes finitos es moderado debido a que se orienta a un "equilibrio": se describe un equilibrio local en cada una de las celdas de discretización que por lo general es nombrada como "volumen de control"; debido a la fórmula de divergencia, se halla

una formula integra de los flujos sobre la frontera del volumen de control. Los flujos en el lindero se encuentran discretizados con base a las interrogantes discretas [77].

4.3.6 Ecuación del área de concentración interfacial

El conjunto de área interfacial se denomina área interfacial entre dos fases por unidad de mezcla de volumen. Este importante parámetro sirve para predecir las transferencias de masa, momento y energía a través de la interfaz entre las fases. Cuando se utiliza el modelo multifásico euleriano con fases secundarias no granulares, puede hacer que ANSYS Fluent calcule el área interfacial de esta forma [38]:

$$A_p = \frac{\pi d_p^2}{\frac{1}{6} \pi d_p^3} = \frac{6}{d_p} \quad (35)$$

4.4 Simulación ANSYS Fluent

Se desarrollan dentro del ambiente de ANSYS Fluent dos simulaciones, la primera consta de un intercambiador cuya función es calentar agua hospitalaria mediante vapor generado por una caldera. La segunda simulación tiene como objeto de estudio la tubería de distribución de agua caliente hospitalaria hacia sus puntos de consumo.

4.4.1 Parámetros de mallado

La versión 19.2 del software ANSYS permite realizar un mallado rápido y con un detalle preciso además que cuenta con una alta fiabilidad de resultados, es así como en la Figura 16 indica el diseño de malla que se utilizó en el intercambiador.

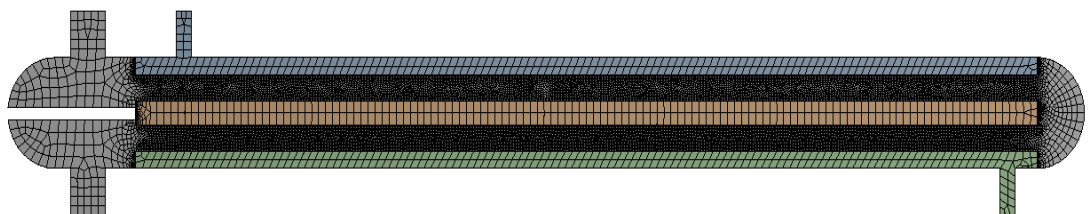


Figura 16. Mallado del intercambiador de calor.
Elaborado por: Christopher Acosta & Edison Ajala. Programa ANSYS

La calidad del mallado es uno de los puntos más importantes al momento de realizar una simulación en el programa ANSYS ya que de eso dependen los datos que de la

simulación se obtengan, con base en esto el programa generara la convergencia de malla.

En la Figura 17 que se presenta a continuación se denota el mallado específico y propio para el mallado de la tubería de distribución.

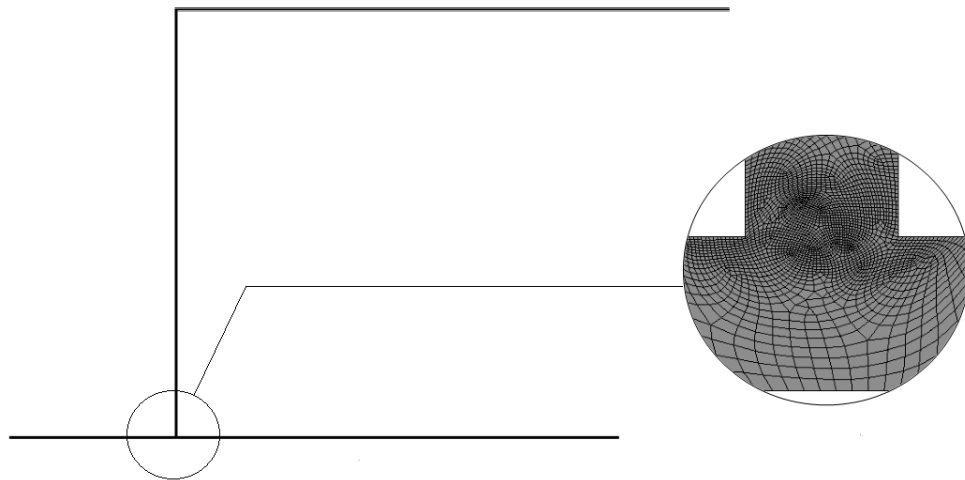


Figura 17. Mallado de la tubería de distribución.
Elaborado por: Christopher Acosta & Edison Ajala. Programa ANSYS

Como anteriormente se mencionó, es importante para una correcta simulación la calidad de malla por lo que el programa genera la convergencia de malla mediante su herramienta skewness. La convergencia de la malla del intercambiador de calor se indica en la Figura 18. En la actualidad los investigadores aseveran que las simulaciones realizada en ANSYS son confiables siempre que el parámetro skewness se encuentre entre 0 – 0.25.

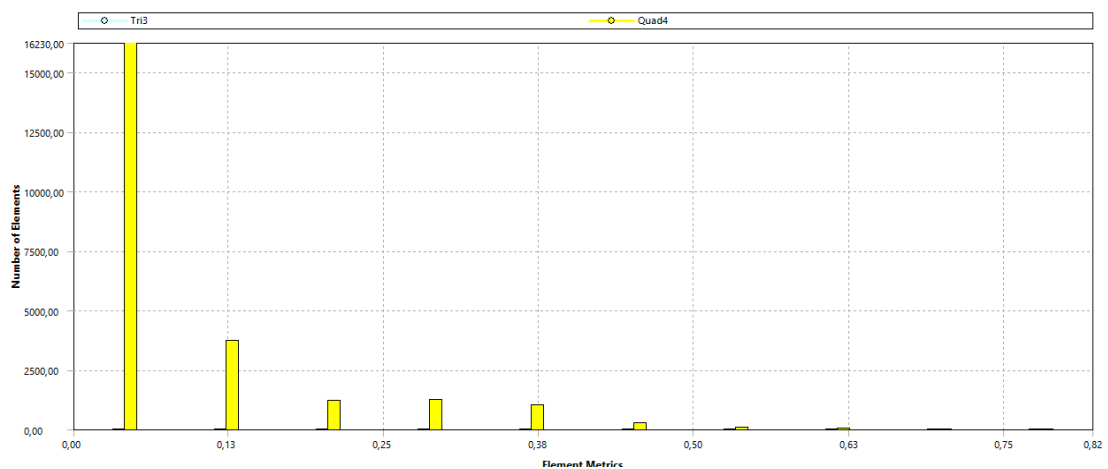


Figura 18. Convergencia del mallado del intercambiador de calor basado en skewness.
Elaborado por: Christopher Acosta & Edison Ajala. Programa ANSYS

Como se puede observar en la figura anterior el parámetro de mallado skewness del intercambiador de calor la mayoría de los valores se encuentran dentro de los rangos aceptables teniendo una medida promedio de 0.085736 este valor dará credibilidad a los datos obtenidos.

En la Figura 19 se muestra la convergencia de malla de la tubería de distribución, la cual alega que el número de nodos y elementos se encuentre en un valor promedio de 0.2367 dando fiabilidad a los datos obtenidos.

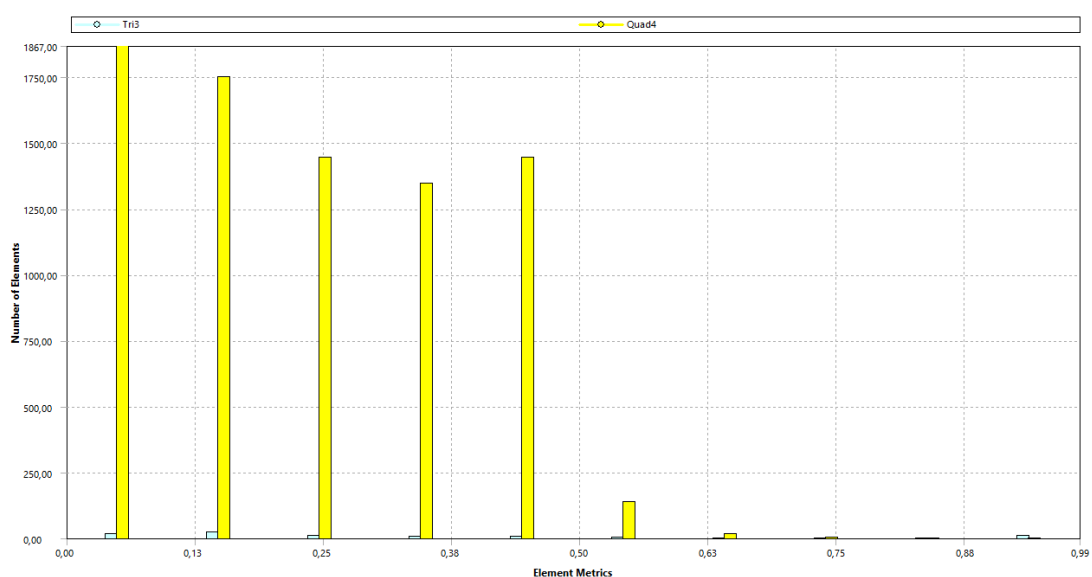


Figura 19. Convergencia del mallado de la tubería de distribución basado en skewness.
Elaborado por: Christopher Acosta & Edison Ajala. Programa ANSYS

Cabe mencionar que para una correcta interpretación de la simulación es importante colocar correctamente los nombres de las partes que van a intervenir en el proceso de intercambio de calor, las cuales ayudaran a programar las condiciones de borde en la herramienta FLUENT.

4.4.2 Simulación del intercambiador de calor

Es importante entender que el consumo del agua caliente hospitalaria dependerá de la demanda del hospital, esto conlleva a la variación de la velocidad con la que se suministra el agua, a continuación, se detalla en la Tabla 9 los escenarios simulados, donde se va a encontrar al equipo fuera de sus características ideales de funcionamiento.

Tabla 9. Variaciones presentes en el intercambiador de calor

Simulación	Caudal agua	Velocidad vapor	Temperatura vapor	Temperatura final del agua
A	10 m ³ /h	30 m/s	138.12°C	45°C
B	7.5 m ³ /h	30 m/s	138.12°C	54°C
C	10 m ³ /h	25 m/s	138.12°C	48°C
D	10 m ³ /h	30 m/s	130.42°C	37°C

La simulación del intercambiador de calor se da lugar en varios escenarios de funcionamiento del equipo. En el primer escenario como se muestra en la Figura 20 se encuentra que el vapor, después de pasar por un equipo reductor de presión, arroja una presión de 241.317 kPa, este vapor al romper la presión de la tubería principal cambia su estado de vapor comprimido a vapor saturado, es por esta razón la temperatura de entrada de vapor da 138.12 °C que es necesario transformarlos a kelvin y esto a su vez da un resultado de 411.12 K, que es la temperatura con la que trabaja la herramienta Fluent.

En la parte de agua se encuentra que su temperatura de ingreso es de 14 °C, debido a la temperatura medio ambiental donde se va a desarrollar este equipo, dejando en términos que utiliza el programa la temperatura es 287 K.

Vapor. Temperature
Contour 1

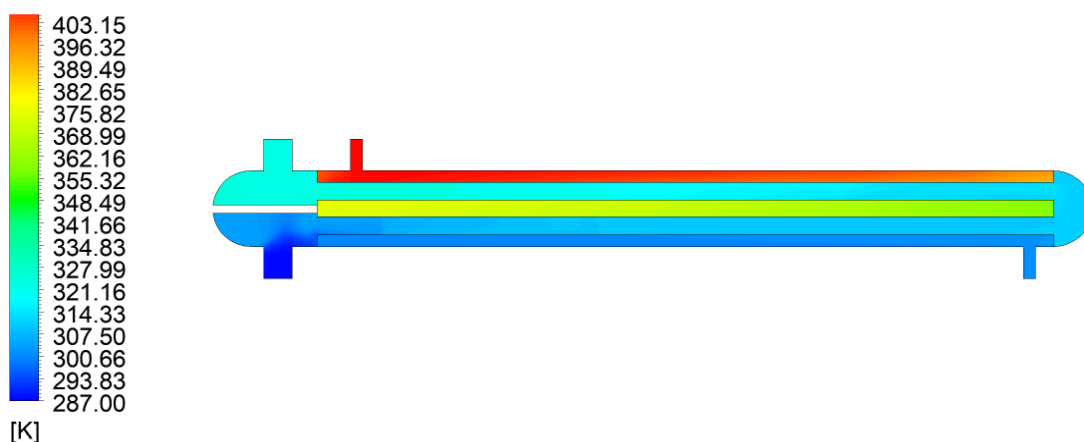


Figura 20. Resultados simulación intercambiador A.
Elaborado por: Christopher Acosta & Edison Ajala. Programa ANSYS

Como se ve en la simulación A, la temperatura de salida del intercambiador llega a 318 K, alrededor de 45 °C, esta temperatura es la deseada a la entrada de la tubería de distribución para después llegar a los puntos de consumo ya que, por diferentes factores externos al equipo de intercambio, esta temperatura decrecerá hasta llegar a su consumo y será apta para el uso humano.

Dentro de la simulación B reflejada en la Figura 21 se trata de representar una situación de alto consumo de agua, donde en un hospital los puntos de consumo, no solo de agua fría, incrementa la demanda, es por esta razón que el sistema va a estar exigido y no entrega el mismo caudal que en la simulación A, realizando un estimado de pérdida de caudal por demanda se obtiene una pérdida del 25 %, esto se refleja en la caída de caudal que se aprecia en la Tabla 9.



Figura 21. Resultados simulación intercambiador B.
Elaborado por: Christopher Acosta & Edison Ajala. Programa ANSYS

La simulación B da como resultado 54 °C o 327 K que arroja el programa para la salida de agua caliente hospitalaria, esto ayuda a comprender que, al reducir la velocidad de alimentación de agua en el intercambiador, la temperatura subirá levemente y no causará problemas para el consumidor ni para sus fines de uso.

Al observar tanto la simulación A como la simulación B, se puede determinar que mientras mayor sea el caudal del agua que ingresa a los tubos del intercambiador de calor, se va a obtener un menor cambio de temperatura del fluido, consiguiendo una

relación inversamente proporcional entre la temperatura y velocidad del fluido dentro de los tubos del intercambiador.

En la Figura 22 correspondiente a la simulación C se encuentra una situación de alto consumo de vapor en el hospital, debido a esto se genera una caída de velocidad de vapor, ya que al hospital requerir vapor en gran cantidad, la caldera va a reducir el flujo volumétrico de vapor que llega a los diferentes equipos del hospital. Al igual que en la simulación B se encontró un estimado de pérdida de flujo, en este caso la pérdida de flujo fue de 16.67 % y esto hará que la velocidad de vapor se reduzca de 30 m/s a 25 m/s, estando dentro de los límites permisibles de uso de vapor.

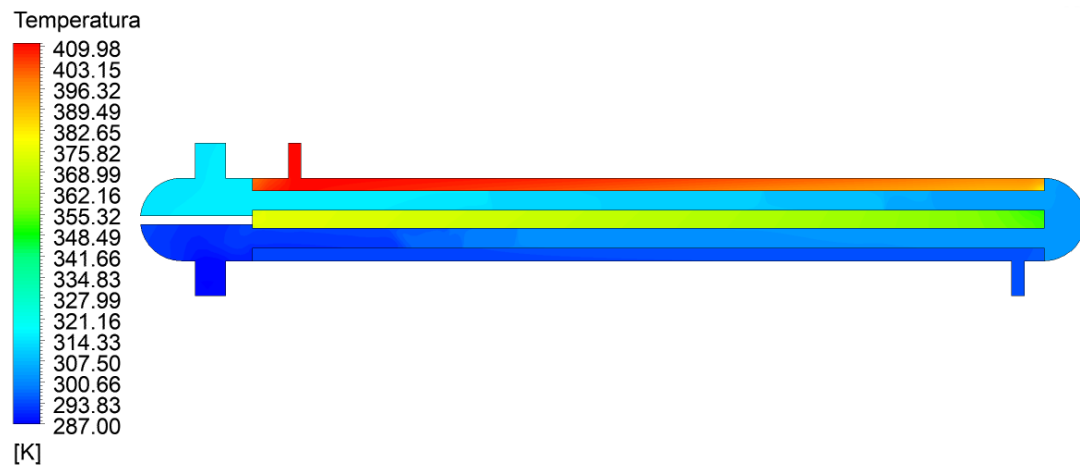


Figura 22. Resultados simulación intercambiador C.
Elaborado por: Christopher Acosta & Edison Ajala. Programa ANSYS

En los resultados de la simulación C se puede apreciar la representación de la situación ya mencionada, donde al reducir la velocidad del vapor se observa que la temperatura, con respecto de la simulación A, se incrementa ligeramente, sin causar problemas para el consumo, dando como resultado una temperatura de 48 °C o 225 K.

Para la simulación D representada en la Figura 23 se enseña la representación de un caso fortuito del sistema de vapor, en donde el diafragma de la válvula de presión se ve desgastado por uso continuo del sistema, para esta representación se decidió tomar el valor mínimo de presión al que el intercambiador puede funcionar correctamente, sin tener arrastre o exceso de condensado, por esta razón al reducir la presión del vapor

saturado, se refleja una caída de temperatura la misma que da un valor de 130.42°C o 403.42K que será el valor referencial para la entrada de vapor del intercambiador.

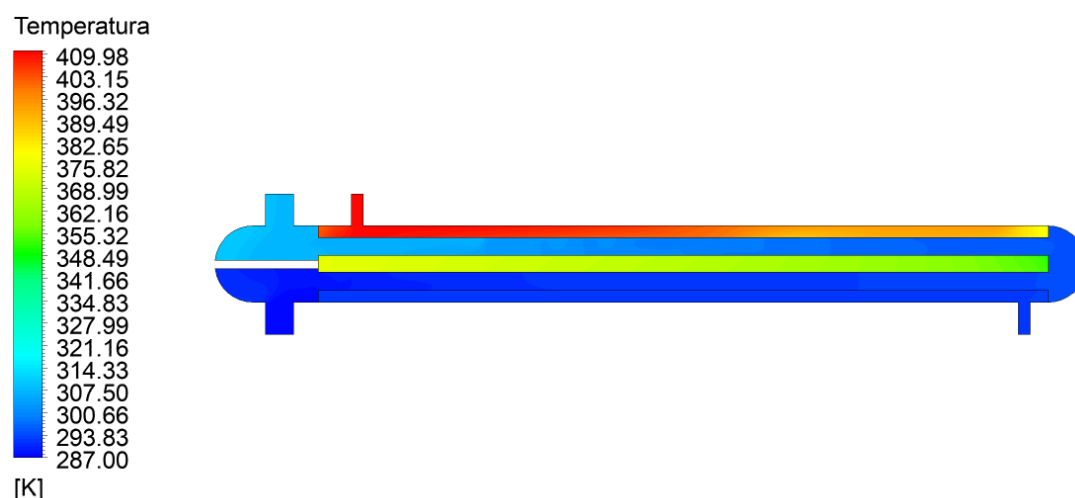


Figura 23. Resultados simulación intercambiador D.
Elaborado por: Christopher Acosta & Edison Ajala. Programa ANSYS

Al efectuar la representación del escenario descrito anteriormente, se halla que la temperatura de salida de agua caliente hospitalaria se reduce levemente, en comparación a la simulación A, dando como resultado 37°C o 310K.

4.4.3 Simulación de la tubería de distribución de agua caliente hospitalaria

Al analizar las simulaciones de la tubería de distribución de agua caliente hospitalaria, se ve la necesidad de representar la concatenación que tienen la simulación del intercambiador con su respectiva simulación de la tubería de distribución. En la Tabla 10 se identifica las diferentes situaciones a la que la tubería es sometida para su estudio.

Tabla 10. Variaciones presentes en la tubería de distribución

Simulación	Caudal agua	Temperatura inicial del agua
A	10 m ³ /h	45 °C
B	7.5 m ³ /h	54 °C
C	10 m ³ /h	48 °C
D	10 m ³ /h	37 °C

En la Figura 24 correspondiente a la simulación A esta representado el escenario ideal de funcionamiento del equipo de bombeo, donde la tubería esta alimentada con 10 m³/h. Cabe mencionar que esta simulación es la continuación de la simulación A del intercambiador de calor.

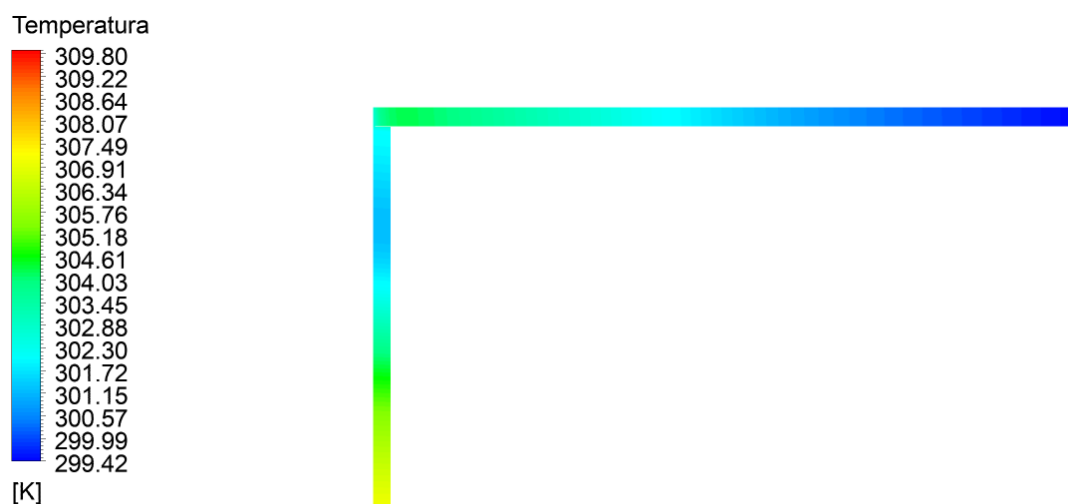


Figura 24. Resultados simulación tubería A.
Elaborado por: Christopher Acosta & Edison Ajala. Programa ANSYS

Al observar los resultados de la simulación A de la tubería se ve, que proporciona una temperatura de salida de 299.42 K, dicha temperatura es satisfactoria debido a que se encuentra entre el rango de temperatura que el hospital requiere al momento del consumo.

En la Figura 25 se representa un escenario de alto consumo de agua en el hospital, donde la tubería esta alimentada con 7.5 m³/h, lo que representa una pérdida de 25 % del caudal.

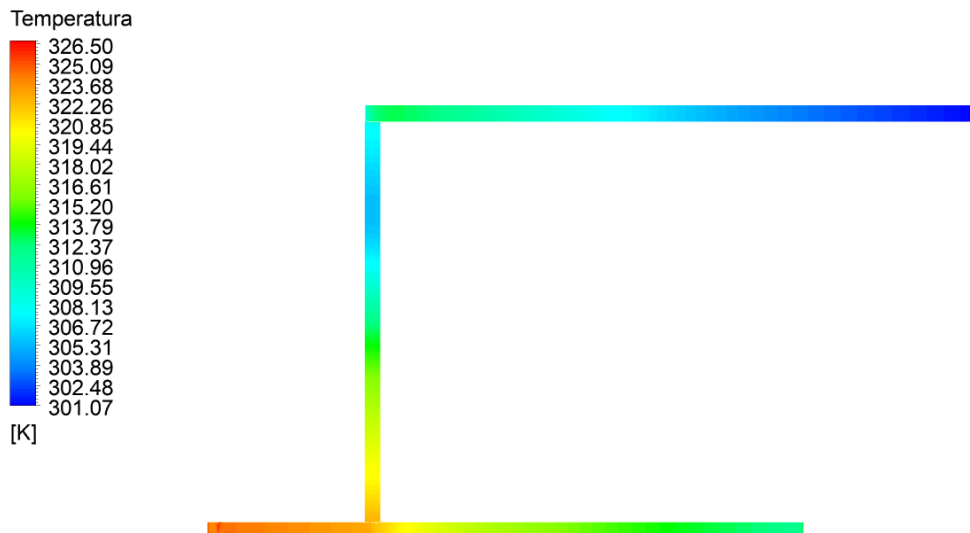


Figura 25. Resultados simulación tubería B.
Elaborado por: Christopher Acosta & Edison Ajala. Programa ANSYS

Como resultados de la simulación B se identifica los valores que tuvo este ensayo, este da un valor de 301.07 K correspondiente a la temperatura en la salida de la tubería de distribución, por ende, la temperatura del agua cumple con el rango establecido para el consumo hospitalario.

En la simulación C de la tubería de distribución que se muestra en la Figura 26 se toma para la temperatura inicial el valor de 48 °C o 321 K que arrojo la simulación C del intercambiador de calor ya antes expuesto, con esta temperatura y un caudal de 10 m³/h se presenta a continuación la gráfica correspondiente a este caso.

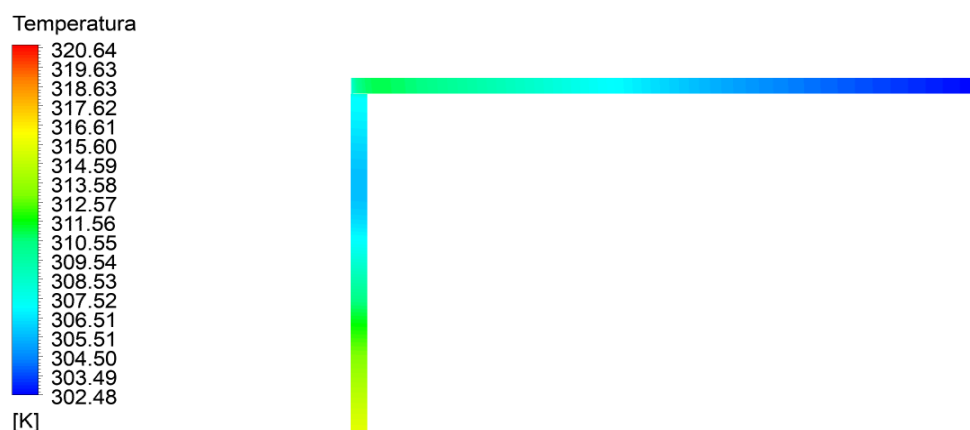


Figura 26. Resultados simulación tubería C.
Elaborado por: Christopher Acosta & Edison Ajala. Programa ANSYS

Como resultado de la simulación C de la tubería de distribución se observa una temperatura final de 302.48 K dicha temperatura se encuentra en el límite del rango que el agua hospitalaria requiere, aun así, es apta para el consumo humano.

En la simulación D que se muestra en la Figura 27 representa las características de una caída de presión de vapor en el intercambiador como se muestra en la Tabla 10, lo que subsecuentemente hace que la temperatura en la tubería también se reduzca a 27.54 °C o 300.54 K.

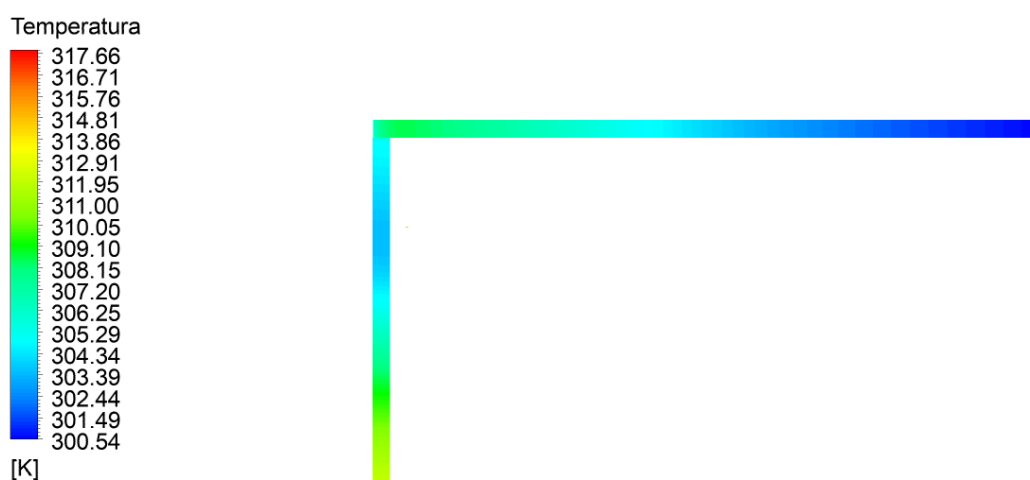


Figura 27. Resultados simulación tubería D.
Elaborado por: Christopher Acosta & Edison Ajala. Programa ANSYS

Observando los gráficos anteriores de los resultados obtenidos de diversas simulaciones, se afirma que, sin importar el escenario en que se encuentre el intercambiador, la temperatura del agua caliente hospitalaria que llega al punto de consumo es la adecuada para los fines que tiene la misma.

La Figura 28 muestra el comportamiento de la temperatura con respecto a la viscosidad, de aquí se obtiene como conclusión que, la viscosidad del vapor aumenta conforme este se va ganando temperatura.

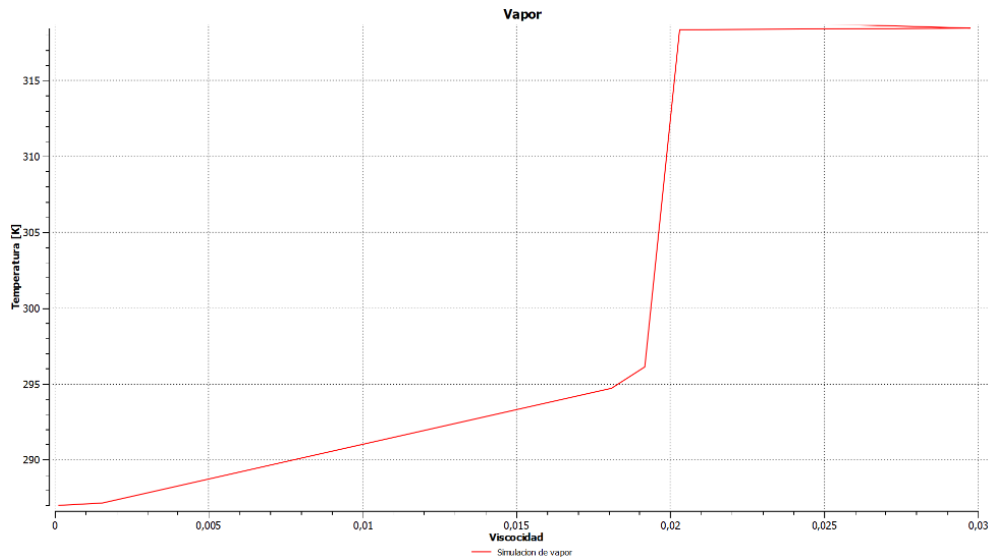


Figura 28. Resultados Temperatura vs Viscosidad de vapor.
Elaborado por: Christopher Acosta & Edison Ajala. Programa ANSYS

Con base en lo antes mencionado se encuentra la justificación de la fatiga de los accesorios en la línea de distribución, ya que al aumentar la viscosidad el fluido tiende a ganar resistencia al movimiento y eso hace que se acumulen esfuerzos en los accesorios de la línea de vapor.

Los resultados de la simulación de la parte de vapor del intercambiador de calor que se muestran en la Figura 29, mejoran la capacidad de interpretar el comportamiento del vapor según la cantidad de energía que este posee.

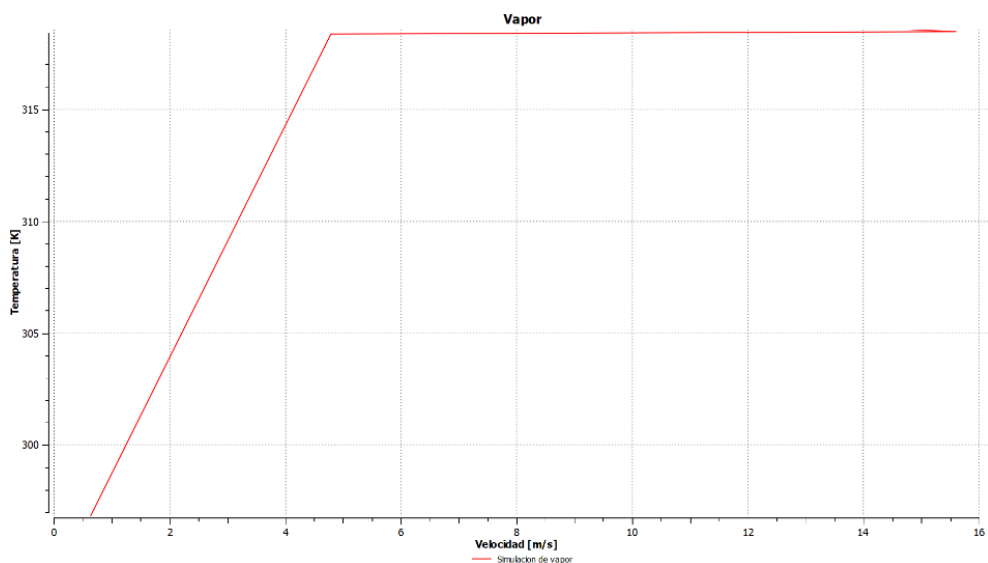


Figura 29. Resultados Temperatura vs Velocidad de vapor.
Elaborado por: Christopher Acosta & Edison Ajala. Programa ANSYS

Como se sabe al ganar velocidad un cuerpo este aumenta su energía cinética, es decir gana energía el fluido que en este caso es vapor y al tener mayor energía en su flujo puede brindar mayor energía al fluido a calentarse en el intercambiador de calor, para el caso de esta investigación es el agua hospitalaria.

En la Figura 30 se encuentra la representación de un fenómeno térmico en el lado de agua del intercambiador, analizando la gráfica se puede entender que en todas las simulaciones del intercambiador al momento de que el fluido gana velocidad, esta gana temperatura con mayor dificultad.

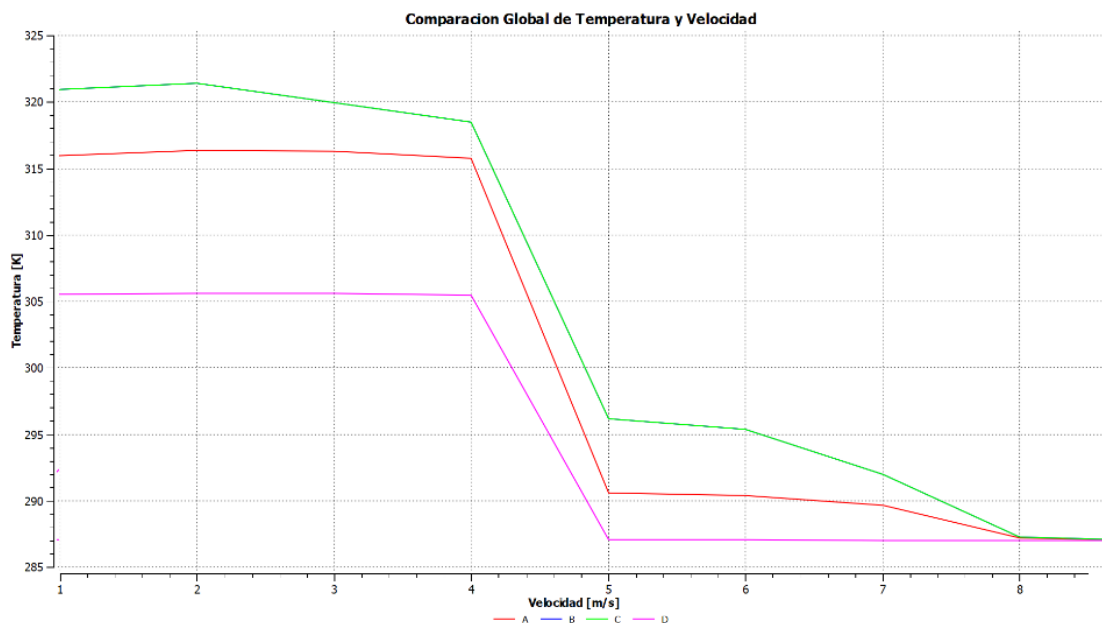


Figura 30. Resultados Comparación Global de Temperatura vs Velocidad.
Elaborado por: Christopher Acosta & Edison Ajala. Programa ANSYS

Es por esto por lo que interpretando el gráfico se llega a la conclusión de que si el régimen del fluido, en este caso el agua hospitalaria, es laminar entonces este se calienta con facilidad y está dentro del rango de operación para la función para la cual fue calculado, en el régimen transitorio del fluido este presenta una caída significativa de temperatura, sin embargo, aun dando resultados medianamente satisfactorios. Para el caso de que el flujo este en régimen turbulento este tendrá dificultad para calentarse y no cumplirá con el objetivo del equipo.

4.5 Conclusiones del capítulo

Interpretando el proceso de distribución del agua caliente efectuado en el sistema propuesto, se halla que, las temperaturas que interactúan con el usuario no superan los 30 °C, demostrando así que el sistema proporciona temperaturas que el cuerpo humano es capaz de soportar.

Gracias a las diversas simulaciones que se realizó se pudo establecer que el proceso de calentamiento de agua no se verá afectado por las diversas situaciones a las que se enfrente el hospital, tanto el intercambiador de calor como el sistema de distribución trabajaran satisfactoriamente para que el agua llegue a una temperatura adecuada.

CONCLUSIONES

- Para el diseño del intercambiador de calor de tubos y coraza se presentó un análisis teórico y numérico en ambos casos se obtuvo una eficiencia superior al 75% que permitieron que el intercambiador cumpla de una manera adecuada el proceso de calentar agua hospitalaria con la demanda máxima propuesta de $10 \text{ m}^3/\text{h}$.
- Así mismo, el diseño de la tubería de distribución presentó una pérdida de calor de 89.50 [W] , que representa menos del 1% de pérdida con respecto de la energía entregada por el vapor, con este valor se concluyó que, se suministra un diseño adecuado de tubería ya que no permitió que la temperatura disminuya abruptamente durante su trayecto y llegue a la temperatura que demanda el hospital
- Al momento de analizar el proceso de calentamiento de agua hospitalaria, se logró determinar que el diseño propuesto en este documento arrojó temperaturas que bordean los $30 \text{ }^\circ\text{C}$, temperaturas que están en el rango que demanda el hospital y con las cuales trabajan satisfactoriamente.
- Una vez que se determinó la tasa de transferencia de calor (185.384 [kJ/s]) que necesitó obtener el agua del vapor saturado para aumentar su temperatura y la cantidad de calor (667.386 [GJ]) que demanda el volumen total del agua de 10 m^3 , se logró establecer que el tiempo que se demorará en cumplir este proceso es de alrededor de 1 hora.
- Cuando se estudió el comportamiento del intercambiador de calor mediante el software ANSYS Fluent se pudo establecer que, en la parte de los tubos calentará el agua con una eficiencia mayor al 80%, esto representara una reducción considerable de pérdidas en el sistema de vapor, y al contar con dos pasos por los tubos al momento del regreso alcanzó la temperatura deseada de entre $40 \text{ y } 50 \text{ }^\circ\text{C}$ a la salida del intercambiador, en el lado de la coraza se observó que el vapor al momento de abandonar el intercambiador, presentó un

porcentaje de condensado manejable, es decir menor al 5% del vapor suministrado, el cual será proporcional a la temperatura de salida, mientras menos disminuya la temperatura menor será el porcentaje de condensado.

- La parte numérica del proceso de calentamiento de agua se la consideró como un éxito, debido a que la parte analítica corroboró los resultados que se obtuvieron de la temperatura de salida del agua ya que detectó un error menor al 5 %.

RECOMENDACIONES

- En el caso de la tubería de distribución para tener un análisis más detallado, se utilizará un sistema existente de tubería de un hospital para tener una respuesta más aproximada en cuanto a punto de consumo se refiere.
- En futuros análisis numéricos, se puede incluir baffles para tratar de reducir el tiempo de calentamiento del volumen de agua que en esta investigación se estudia, se debe tomar en cuenta el fenómeno de burbujeo en dicho caso.
- El fenómeno de condensado que en esta investigación se presenta podría tener un análisis por separado, para que así se pueda implementar un equipo de recuperación de vapor flash y por lo tanto un ahorro de energía considerable para el intercambiador.
- Al contar con pocos recursos computacionales para la fecha en que se realiza este análisis, se recomienda estudiar la posibilidad de rehacer esta investigación considerando un entorno 3D en el software Ansys Fluent, así se tendrá resultados un poco más fiables con respecto a la realidad.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] K. Rizzo, J. Rosenberg y K. Janice , «Water management program implementation in California hospitals following the Centers for Medicare and Medicaid Services requirement,» *American Journal of Infection Control*, 2020.
- [2] Á. López Guillén, J. M. S. Oliva , T. Pellicer Formatger y L. Gavalda Mestre, «ESTUDIO SOBRE LA EFECTIVIDAD PARA LA PREVENCIÓN DE LA LEGIONELOSIS DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO INSTANTÁNEO, INSTALADO EN LA RED DE AGUA SANITARIA DE UN HOSPITAL,» *Salud ambient*, vol. 1, nº 2, pp. 51-55, 2006.
- [3] L. Altorkmany, M. Kharseh, A.-L. Ljung y S. T. Lundström, «Effect of working parameters of the plate heat exchanger on the thermal performance of the anti-bact heat exchanger system to disinfect Legionella hot water systems,» *Applied Thermal Engineering*, nº 141, pp. 435-443, 2018.
- [4] J. Bujak, «Heat consumption for preparing domestic hot water in hospitals,» *Energy and Buildings*, nº 42, p. 1047–1055, 2010.
- [5] H. Eslamnezhad y A. B. Rahimi , «Enhance heat transfer for phase-change materials in triplex tube heat exchanger with selected arrangements of fins,» *Applied Thermal Engineering*, nº 113, pp. 813-821, 2017.
- [6] A. Reyes León, M. Toledo Velázquez, P. Quinto Diez, F. Sánchez Silva, J. Abugaber Francis y C. Reséndiz Rosas, «The Design of Heat Exchangers,» *Engineering*, nº 3, pp. 911-920 , 2011.
- [7] V. K. Patel y R. V. Rao, «Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique,» *Applied Thermal Engineering*, nº 30, pp. 1417-1425, 2010.
- [8] R. Selbas, O. Kızılkán y M. Reppich, «A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view,» *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, vol. 4, nº 45, pp. 268-275, 2006.
- [9] A. Urquía Moraleda y C. Martín Villalba , *Metodos de Simulacion y Modelado*, Madrid: UNED, 2016.

- [10] W. Jianghong , F. Ye , L. Chaopeng y L. Huixi, «Heat transfer characteristics of an expanded graphite/paraffin PCM-heat exchanger used in an instantaneous heat pump water heater,» *Applied Thermal Engineering*, nº 142, pp. 644-655, 2018.
- [11] M. M. Prieto, B. Gonzalez y E. Granado, «Thermal performance of a heating system working with a PCM plate heat exchanger and comparison with a water tank,» *Energy and Buildings*, nº 122, pp. 89-97, 2016.
- [12] J. Mahdi, . S. Lohrasbi, D. Ganji y E. Nsofor, «Accelerated melting of PCM in energy storage systems via novel configuration of fins in the triplex-tube heat exchanger,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, nº 124, p. 663–676, 2018.
- [13] B. Ameel, H. Huisseune, J. Degroote, C. T’Joen, P. De Jaeger , J. Vierendeels y M. De Paepe , «On fin efficiency in interrupted fin and tube heat exchangers,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, nº 60, p. 557–566, 2013.
- [14] D. Q. Kern, PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR, Mexico: MCGRAW HILL BOOK COMPANY, 1999.
- [15] Y. Cengel, Transferencia de calor y masa, Mexico D.F.: McGraw Hill, 2007.
- [16] E. Sevinchan, I. Dincer y H. Lang, «Investigation of heat transfer performance of various insulating materials for robots,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, nº 131, pp. 907-919, 2019.
- [17] N. M. Özisik, Heat transfer a basic approach, McGraw-Hill, 1985.
- [18] S. Esplugas y M. E. Chamorro, Fundamentos de transmisión de calor, Barcelona: Universitat de Barcelona, 2005.
- [19] M. Zhang, . W. Liu, . C. Li, T. Shao, X. Jiang, H. Zhao y W. Ai, «Postharvest hot water dipping and hot water forced convection treatments alleviate chilling injury for zucchini fruit during cold storage,» *Scientia Horticulturae*, nº 249, pp. 219-227, 2019.
- [20] J. J. Hernández Adrover, J. Rodríguez Fernández y J. Sanz Argent, Transmisión de calor para ingenieros, Cuenca: Universidad de castilla - la mancha, 2010.
- [21] A. J. Chapman, Transmision Del Calor, Madrid: Libreria Editorial Bellisco, 1990.

- [22] S.-Y. Tan, . J. Liu y W.-Q. Lu, «Numerical investigation on natural convection heat transfer of the annular structure in heat exchangers and solenoids,» *Applied Thermal Engineering*, n° 150, pp. 674-685, 2019.
- [23] M. A. Domingo, Apuntes de Transmisión del Calor, Madrid: E.T.S. Arquitectura (UPM), Estructuras y Física de Edificación, 2018.
- [24] R. K. Shah y D. P. Sekuli'c, Fundamentals of heat exchanger design, Canada: John wiley & Sons, Inc, 2003.
- [25] R. K. Shah, E. C. Subbarao y R. A. Mashelkar, Heat Transfer Equipment Design, India: Hemisphere Publishing Corporation, 1986.
- [26] E. U. Schlunder, Heat Exchanger handbook, Washington: Hemisphere, 1982.
- [27] J. R. Couper, W. R. Penney, J. R. Fair y S. M. Walas, Chemical Process Equipment :Selection and Design, Elsevier, 2005.
- [28] O. A. Jaramillo, «INTERCAMBIADORES DE CALOR,» Universidad Nacional Autónoma de México, Centro de Investigación en Energía, Mexico, 2007.
- [29] M. B. Reyes Rodríguez, J. L. Moya Rodríguez, S. R. Pérez León y G. Nápoles Ruiz, «Aplicación del Método de la Colonia de Hormigas Mixto a la optimización de intercambiadores de calor de tubo y coraza,» *Ingeniería Mecánica*, vol. 17, n° 02, 2014.
- [30] M. Fesanghary, E. Damangir y I. Soleimani, «Design optimization of shell and tube heat exchangers using global sensitivity analysis and harmony search algorithm,» *Applied Thermal Engineering*, n° 29, p. 1026–1031, 2009.
- [31] A. Borroto Nordelo y A. Rubio González , Combustión y Generación de Vapor, Cienfuegos: Editorial Universo SUR , 2007.
- [32] J. L. Valverde Agreda, Plan de gestión energética en el sistema de vapor saturado en curtiembre cuenca, basado en auditoria térmica y normas peruanas, para aumentar eficiencia y reducir costos de generación de vapor, Universidad César Vallejo, Facultad de ingeniería, 2017.
- [33] W. H. Severns, H. E. Degler y J. C. Miles, La Producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases, Barcelona: Editorial Reverté, S. A., 1982.
- [34] spirax sarco, «Steam heat exchange solutions,» spiraxsarco.com, 2020.
- [35] TLV, «Aplicaciones Principales para el Vapor de Agua,» TLV CO LTD.

- [36] T. Kajishima y . K. Taira, Computational Fluid Dynamics: Incompressible Turbulent Flows, Springer International Publishing, 2017.
- [37] E. Stenmark, On Multiphase Flow Models in ANSYS CFD Software, Chalmers tekniska högskola / Institutionen för tillämpad mekanik, 2013.
- [38] ANSYS , «ANSYS FLUENT 14.0 Getting Started Guide,» ANSYS, Inc., 2011.
- [39] R. Pérez Carmona, Instalaciones hidrosanitarias y de gas para edificaciones, Bogotá : Ecoe Ediciones, 2010.
- [40] J. Garcíá Sosa, Instalaciones hidráulicas y sanitarias en edificios, México, D.F.: Universidad Autónoma del Estado de Yucatán, Facultad de Ingeniería, 2006.
- [41] J. Cabazón, Diseño y Calculo de un intercambiador de calor, Cantabria: Escuela Tecnica Superior de Ingenieros, 2018.
- [42] ASME, ASME VIII Recipientes sometidos a presion, New York: ASME, 2009.
- [43] B. V. Karlekar y R. M. Desmond, Transferencia de calor, México: McGraw Hill, 1985.
- [44] J. R. Welty, Transferencia de calor aplicada a la ingeniería, Mexico : LIMUSA, SA , 1978.
- [45] R. L. Mott y J. Untener, Mécanica de fluidos septima edición, México: Pearson, 2014.
- [46] R. Najati Ilkhchi, M. Shabgard y K. Farid , «Numerical studying and experimental investigation: Effect of Reynolds number on performance measures of EDM with high speed flushing,» *Journal of Manufacturing Processes*, nº 48, pp. 228-235, 2019.
- [47] F. Kreith, R. M. Manglik y M. S. Bohn, Principles of heat transfer, Seventh Edition, Stamford: Cengage Learning, 2011.
- [48] J. G. Ardila Marín y D. A. Hincapié Zuluaga, «Intercambiadores de calor de tubo en espiral,» *UIS Ingenierías*, vol. 11, nº 2, pp. 203-213, 2012.
- [49] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Inclopera y D. P. Dewitt, Fundamentals of heat and mass transfer, New Jersey: John Wiley and Sons, 2007.
- [50] J. M. Ardila, D. Z. Hincapié y J. M. Casas , «Validación de modelos numéricos durante el desarrollo de correlaciones para intercambiadores de calor,» *Actas de Ingeniería*, nº 1, pp. 164-168, 2015.

- [51] E. Torres Tamayo, L. E. Quintana Charlot, O. Vega Árias y Y. Retirado Mediaceja, «Coeficientes de transferencia de calor y pérdida de eficiencia en intercambiadores de calor de placas durante el enfriamiento del licor amoniacal,» *Minería y Geología* , vol. 27, n° 2, pp. 67-83, 2011.
- [52] E. Cao, Intercambiadores de calor, Argentina , 1983.
- [53] «HRS Heat Exchangers,» HRS Heat Exchangers. All Rights Reserved, 18 09 2019. [En línea]. Available: <https://www.hrs-heatexchangers.com/mx/noticias/entender-y-prevenir-el-ensuciamiento-en-un-intercambiador-de-calor/>. [Último acceso: 17 09 2020].
- [54] H. D. Mejía , R. Aristizábal Sierra y C. Silva , «Método de evaluación del radio crítico de aislamiento y aplicación al horno de cubilote de la planta eco-eficiente de la universidad de Antioquia,» *Facultad de Ingeniería* , n° 25, pp. 70-79, 2002.
- [55] A. Zavala Río, R. Femat y R. Santiesteban Cos, «An analytical study of the logarithmic mean temperature difference,» *Revista mexicana de ingeniería química*, n° 4, pp. 201-212 , 2005.
- [56] J. R. Welty, C. E. Wicks, R. E. Wilson y G. L. Rorrer, Fundamentals of Momentum, Heat, and Mass Transfer, Danvers: John Wiley & Sons, Inc., 2008.
- [57] K. Thulukkanam, Heat Exchanger Design Handbook, Boca Raton: CRC Press, 2013.
- [58] M. Haghshenasfard, M. R. Talaie khozani y S. Nasr, «Numerical and experimental investigation of heat transfer of ZnO/Water nanofluid in the concentric tube and plate heat exchangers,» *THERMAL SCIENCE*, vol. 15, n° 1, pp. 183-194 , 2011.
- [59] E. Torres Tamayo, Y. Retirado Medianeja y E. Góngora Leyva, «Coeficientes de transferencia de calor experimental para el enfriamiento de licor en intercambiadores de placas,» *Minería y Geología*, vol. 1, n° 17, pp. 68-77 , 2014.
- [60] R. Gate, «Research Gate,» Research Gate, 2008. [En línea]. Available: https://www.researchgate.net/figure/Figura-2-Intercambiadores-de-Calor-Carcasa-y-Tubos-a-Un-paso-por-la-carcasa-y-tubos_fig1_333827887. [Último acceso: 15 Septiembre 2020].

- [61] KELVION, «Direct Industry,» Virtual Expo Group, 19 Enero 2019. [En línea]. Available: <https://www.directindustry.es/prod/gea-polacel-cooling-towers-bv/product-104805-1733725.html>. [Último acceso: 16 Septiembre 2019].
- [62] A. Bejan y A. D. Kraus, Heat Transfer handbook, New Jersey: John Wiley & Sons, 2003.
- [63] S. Kakac, H. Liu y A. Pramuanjaroenkij, Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, vol. Third Edition, Boca Raton : CRC Press , 2012.
- [64] CORPORACIÓN DE DESARROLLO TECNOLÓGICO, de la CÁMARA CHILENA DE LA CONSTRUCCIÓN., «Sistemas Solares Térmicos, Manual de diseño para el calentamiento de agua,» Quebecor World Chile S.A., Santiago de Chile, 2007.
- [65] THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, seccion I, part PG, General requirements for all methods of construction materials, New York: ASME, 2010.
- [66] Nacobre, Manual técnico del cobre, Productos Nacobre S.A. de C.V., 2010.
- [67] F-Chart Software, «Engineering Equation Solver».
- [68] Cleaver-Brooks, «BOILER BOOK CBR».
- [69] TLV CO., LTD., «TLV ToolBox».
- [70] J. D. Ponce Rocha y M. R. Guillermo, «Determinación experimental de una correlación de transferencia de calor de colectores solares plano,» *Jóvenes en la ciencia* , vol. 2, nº 1, pp. 182-1187, 2016.
- [71] Y. Camaraza-Medina, O. M. Cruz Fonticiella y O. F. García Morales, «Obtención de un modelo para la determinación del coeficiente medio de transferencia de calor por condensación en sistemas ACC,» *Tecnología Química*, vol. 38, nº 1, pp. 230-246, 2017.
- [72] R. E. Jarnagin, «Recovery From Air Conditioning Units,» 2006.
- [73] J. Imbert González, «EVALUACION DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR. ESTUDIO DE SU EMPLEO COMO RECUPERADOR DE CALOR,» *Tecnología Química*, vol. 31, nº 3, pp. 302-312, 2011.
- [74] VOGT, «Bombas Centrífugas Normalizadas Serie N 50 HZ,» VOGT S.A., San Miguel - Santiago, 2020.

- [75] Solidworks, «Coeficiente de transferencia de calor por convección,» Dassault Systèmes Solidworks, 2011.
- [76] F. Menter, «Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications,» *AIAA Journal*, vol. 32, n° 8, pp. 1598-1605, 1994.
- [77] R. Eymard, T. Gallouet y R. Herbin, «Finite Volume Methods,» *Handbook Of Numerical Analysis* , vol. VII, n° 3, pp. 713-1018, 2000.
- [78] J. Holman, Transferencia de calor, Madrid: McGraw Hill, 1998.
- [79] . G. J. Hortelano Capetillo, . A. Gallegos Muñoz, B. F. Juan Manuel y S. E. Ledezma Orozco, «COMPARACIÓN TEÓRICO-NUMÉRICO EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR CARCASA Y TUBOS.,» de *MEMORIAS DEL XIX CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM*, PACHUCA, HIDALGO, MÉXICO, 2013.
- [80] G. Marín Cabrera, D. Colorado Garrido , . F. A. Alaffita Hernández y B. A. Escobedo Trujillo , «DESARROLLO DE UNA INTERFAZ DIDACTICA PARA DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR TIPO TUBO Y CORAZA,» *Journal of Energy, Engineering, Optimization and Sustainability*, vol. 2, n° 3, pp. 27-60, 2018.

ANEXOS

Anexo 1. Dimensiones de los tubos de cobre tipo K [45].

DIMENSIONS OF TYPE K COPPER TUBING									
Nominal Size	Outside Diameter		Wall Thickness		Inside Diameter			Flow Area	
(in)	(in)	(mm)	(in)	(mm)	(in)	(ft)	(mm)	(ft ²)	(m ²)
1/8	0.250	6.35	0.035	0.889	0.180	0.0150	4.572	1.767×10^{-4}	1.642×10^{-5}
1/4	0.375	9.53	0.049	1.245	0.277	0.0231	7.036	4.185×10^{-4}	3.888×10^{-5}
3/8	0.500	12.70	0.049	1.245	0.402	0.0335	10.21	8.814×10^{-4}	8.189×10^{-5}
1/2	0.625	15.88	0.049	1.245	0.527	0.0439	13.39	1.515×10^{-3}	1.407×10^{-4}
5/8	0.750	19.05	0.049	1.245	0.652	0.0543	16.56	2.319×10^{-3}	2.154×10^{-4}
3/4	0.875	22.23	0.065	1.651	0.745	0.0621	18.92	3.027×10^{-3}	2.812×10^{-4}
1	1.125	28.58	0.065	1.651	0.995	0.0829	25.27	5.400×10^{-3}	5.017×10^{-4}
1 1/4	1.375	34.93	0.065	1.651	1.245	0.1037	31.62	8.454×10^{-3}	7.854×10^{-4}
1 1/2	1.625	41.28	0.072	1.829	1.481	0.1234	37.62	1.196×10^{-2}	1.111×10^{-3}
2	2.125	53.98	0.083	2.108	1.959	0.1632	49.76	2.093×10^{-2}	1.945×10^{-3}
2 1/2	2.625	66.68	0.095	2.413	2.435	0.2029	61.85	3.234×10^{-2}	3.004×10^{-3}
3	3.125	79.38	0.109	2.769	2.907	0.2423	73.84	4.609×10^{-2}	4.282×10^{-3}
3 1/2	3.625	92.08	0.120	3.048	3.385	0.2821	85.98	6.249×10^{-2}	5.806×10^{-3}
4	4.125	104.8	0.134	3.404	3.857	0.3214	97.97	8.114×10^{-2}	7.538×10^{-3}
5	5.125	130.2	0.160	4.064	4.805	0.4004	122.0	1.259×10^{-1}	1.170×10^{-2}
6	6.125	155.6	0.192	4.877	5.741	0.4784	145.8	1.798×10^{-1}	1.670×10^{-2}
8	8.125	206.4	0.271	6.883	7.583	0.6319	192.6	3.136×10^{-1}	2.914×10^{-2}
10	10.125	257.2	0.338	8.585	9.449	0.7874	240.0	4.870×10^{-1}	4.524×10^{-2}
12	12.125	308.0	0.405	10.287	11.315	0.9429	287.4	6.983×10^{-1}	6.487×10^{-2}

Anexo 2. Características técnicas de la caldera [68].

CBR 125-800 HP



Boiler Book
03/2018



BOILER BOOK CBR

Table 1: Model CBR Steam Boiler Ratings

BOILER H.P.	125	150	200	250	300	350	400	500	600	700	800
RATINGS - SEA LEVEL TO 700 FT.											
Rated Capacity (lbs-steam/hr from and at 212 °F)	4313	5175	6900	8625	10350	12075	13800	17250	20700	24150	27600
Btu Output (1000 Btu/hr)	4184	5021	6695	8369	10043	11716	13390	16738	20085	23433	26780
APPROXIMATE FUEL CONSUMPTION AT RATED CAPACITY BASED ON NOMINAL 80% EFFICIENCY											
Light Oil gph (140,000 Btu/gal)	37.4	44.8	59.8	74.7	89.7	104.6	119.5	149.4	179.3	209.2	239.1
Heavy Oil gph (150,000 Btu/gal)	34.9	41.8	55.8	69.7	83.7	97.6	111.6	139.5	167.4	195.3	223.2
Gas CFH (1000 Btu)	5230	6277	8369	10461	12553	14645	16738	20922	25106	29291	33475
Gas (Therm/hr)	52.3	62.8	83.7	104.6	125.5	146.5	167.4	209.2	251.1	292.9	334.8
POWER REQUIREMENTS - SEA LEVEL TO 700 FT. (60 HZ)											
Blower Motor hp (60 ppm) ^A	7 1/2	10	15	7 1/2	15	20	10	15	30	40	50
Blower Motor hp (30 ppm) ^A	10	15	20	15	20	30	15	25	40	60	75
Oil Pump Motor, hp, No. 2 Oil	1/2	1/2	1/2	1/2	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	1	1
Oil Pump Motor, hp, No. 6 Oil	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4
Air Compressor Motor hp	3	3	3	5	5	5	7-1/2	7-1/2	7-1/2	7-1/2	7-1/2
Heavy Oil Heater kW ^B	5	5	5	7 1/2	7 1/2	7 1/2	7 1/2	7 1/2 ^C	7 1/2 ^C	7 1/2 ^C	7 1/2 ^C
BOILER DATA											
Heating Surface sq.-ft. (Fireside)	459	459	641	764	966	1238	1226	1374	1794	2535	2535

Notes:

- A. Blower motor size for boiler operating pressures 125 psig and less, contact your local Cleaver-Brooks authorized representative for higher pressures and altitude.
 B. Oil heater sized as a combination steam-electric heater. For straight electric heaters, contact your local Cleaver-Brooks authorized representative.
 C. 10 KW Oil heater for low pressure.

Anexo 3. Dimensiones de la coraza de acero [45].

DIMENSIONS OF STEEL PIPE

TABLE F.1 Schedule 40

Nominal Pipe Size		Outside Diameter		Wall Thickness		Inside Diameter			Flow Area	
NPS (in)	DN (mm)	(in)	(mm)	(in)	(mm)	(in)	(ft)	(mm)	(ft ²)	(m ²)
1/8	6	0.405	10.3	0.068	1.73	0.269	0.0224	6.8	0.000 394	3.660×10^{-5}
1/4	8	0.540	13.7	0.088	2.24	0.364	0.0303	9.2	0.000 723	6.717×10^{-5}
3/8	10	0.675	17.1	0.091	2.31	0.493	0.0411	12.5	0.001 33	1.236×10^{-4}
1/2	15	0.840	21.3	0.109	2.77	0.622	0.0518	15.8	0.002 11	1.960×10^{-4}
3/4	20	1.050	26.7	0.113	2.87	0.824	0.0687	20.9	0.003 70	3.437×10^{-4}
1	25	1.315	33.4	0.133	3.38	1.049	0.0874	26.6	0.006 00	5.574×10^{-4}
1 1/4	32	1.660	42.2	0.140	3.56	1.380	0.1150	35.1	0.010 39	9.653×10^{-4}
1 1/2	40	1.900	48.3	0.145	3.68	1.610	0.1342	40.9	0.014 14	1.314×10^{-3}
2	50	2.375	60.3	0.154	3.91	2.067	0.1723	52.5	0.023 33	2.168×10^{-3}
2 1/2	65	2.875	73.0	0.203	5.16	2.469	0.2058	62.7	0.033 26	3.090×10^{-3}
3	80	3.500	88.9	0.216	5.49	3.068	0.2557	77.9	0.051 32	4.768×10^{-3}
3 1/2	90	4.000	101.6	0.226	5.74	3.548	0.2957	90.1	0.068 68	6.381×10^{-3}
4	100	4.500	114.3	0.237	6.02	4.026	0.3355	102.3	0.088 40	8.213×10^{-3}
5	125	5.563	141.3	0.258	6.55	5.047	0.4206	128.2	0.139 0	1.291×10^{-2}
6	150	6.625	168.3	0.280	7.11	6.065	0.5054	154.1	0.200 6	1.864×10^{-2}
8	200	8.625	219.1	0.322	8.18	7.981	0.6651	202.7	0.347 2	3.226×10^{-2}
10	250	10.750	273.1	0.365	9.27	10.020	0.8350	254.5	0.547 9	5.090×10^{-2}
12	300	12.750	323.9	0.406	10.31	11.938	0.9948	303.2	0.777 1	7.219×10^{-2}
14	350	14.000	355.6	0.437	11.10	13.126	1.094	333.4	0.939 6	8.729×10^{-2}
16	400	16.000	406.4	0.500	12.70	15.000	1.250	381.0	1.227	0.1140
18	450	18.000	457.2	0.562	14.27	16.876	1.406	428.7	1.553	0.1443
20	500	20.000	508.0	0.593	15.06	18.814	1.568	477.9	1.931	0.1794
24	600	24.000	609.6	0.687	17.45	22.626	1.886	574.7	2.792	0.2594

Anexo 4. Características técnicas de la bomba centrífuga [74].



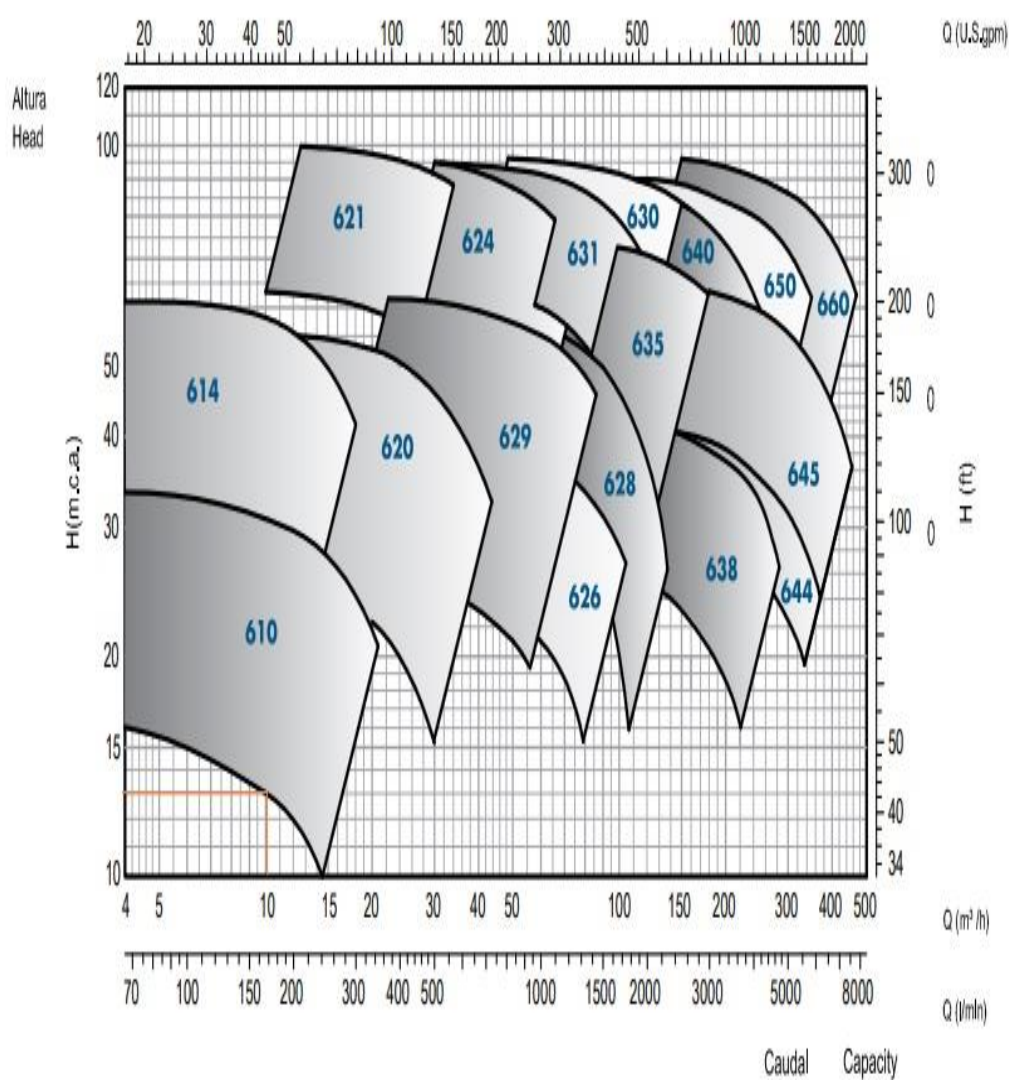
CAMPOS DE TRABAJO
Bombas Centrifugas Unicelulares

COVERAGE CHART
Single Stage Centrifugal Pumps

Serie
N

50Hz

n=2900 1/min





Diam. Entrada Salida / Input Output Diam.

1 1/2" X 1"

Velocidad Nominal / Nominal Speed

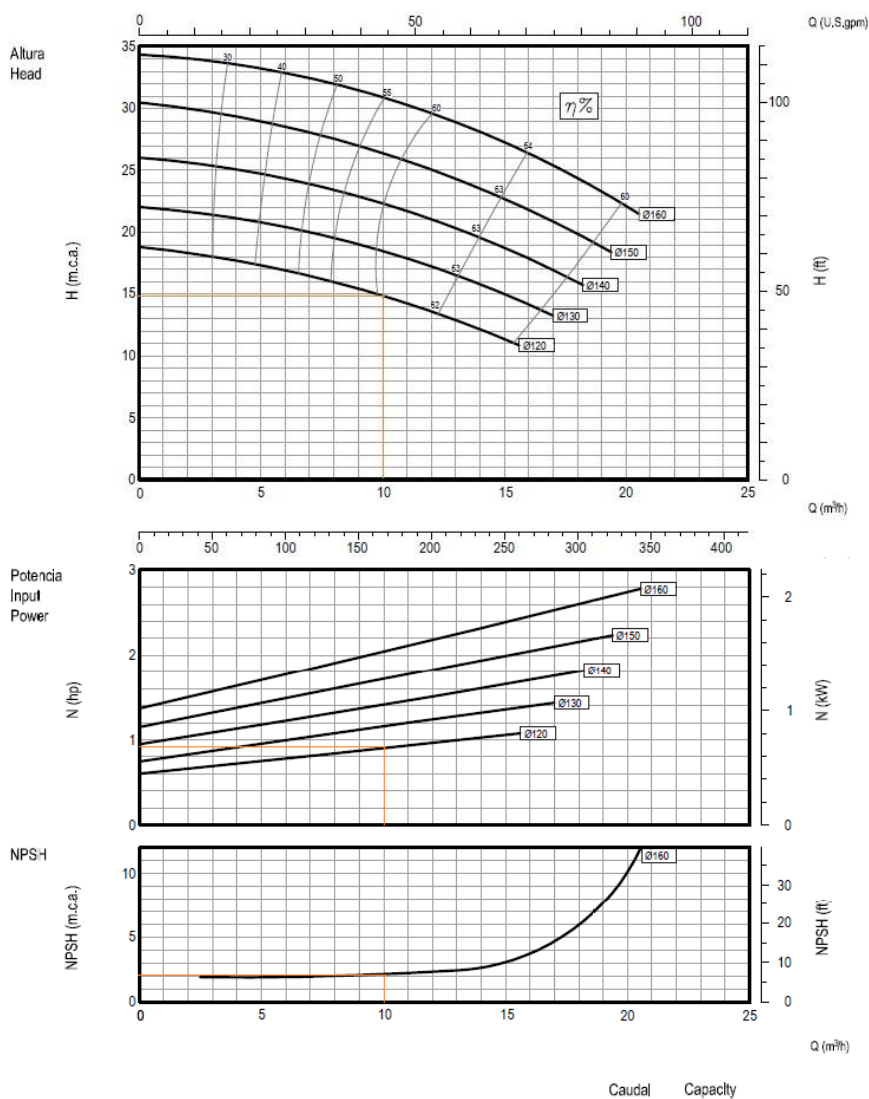
2900 1/min

Serie

Modelo/Type

N

610



Las curvas características son válidas para viscosidad cinemática=1 mm²/s y densidad= 1000 kg/m³. Tolerancias de las Curvas Características según ISO 9906, Anexo A.
The performance curves are valid for kinematic viscosity=1mm²/s and density= 1000kg/m³. Performance Tolerance According to ISO 9906, Annex A.
El fabricante se reserva el derecho de modificar dimensiones y características sin previo aviso.
All specifications are subject to change without notice.

Industria Mecánica Vogt S.A. / Álvarez de Toledo N° 669; San Miguel - Santiago / www.vogt.cl

N610502A20101122.dwg